

Návrh ramen zavěšení vozu Formula Student

Design of Formula Student Suspension Arms

Student:

Bc. Kristýna Kutiová

Vedoucí práce:

Ing. Jan Krasula, Škoda Motorsport

Datum odevzdání:

15.5.2017

Ostrava 2017

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Kristýna Kutiová**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie
Specializace: 20 Silniční doprava
Téma: **Návrh ramen zavěšení vozu Formula Student**
Design of Formula Student Suspension Arms
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Cíl diplomové práce:

Cílem práce je navržení ramen předního a zadního zavěšení vozu Formula Student. Na základě výsledků práce budou ramena zhotovena a následně použita pro závodní vůz kategorie FSAE, Vector 03.

Osnova diplomové práce:

1. Úvod
2. Formula Student
3. Zavěšení kol
4. Vytvoření CAD modelů a pevnostních analýz
5. Zhodnocení a doporučení
6. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

Milliken W., Milliken D. J.: Race Car Vehicle Dynamics Warrendale, USA, 1995. ISBN 0-8376-0142-8.
JAN Z., ŽDÁNSKÝ, B.: Automobily: Podvozky. 1. vyd. Brno: Nakladatelství Avid, s.r.o., 2000. 211 s
VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Krasula**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracovala samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce, Ing. Jana Krasuly, za použití odborné literatury a odborných zdrojů, které jsou všechny uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

V Ostravě 14.5.2017

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byla seznámena s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Kristýna Kutiová

Adresa trvalého bydliště autora práce:

Na Výsluní 1274, Orlová Lutyně, 735 14

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

NÁVRH RAMEN ZAVĚŠENÍ VOZU FORMULA STUDENT

Student: Kristýna Kutiová
Studijní obor: Dopravní technika a technologie
Vedoucí práce: Ing. Jan Krasula, vedoucí skupiny Podvozek – Fabia R5, Škoda Motorsport

Anotace:

KUTIOVÁ, Kristýna. *Návrh ramen zavěšení vozu Formula Student: diplomová práce.*
Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2017,
Počet stran: 75. Vedoucí práce: Ing. Jan Krasula.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem ramen zavěšení vozu Formula Student. V první části se zabývá rozbohem samotné soutěže Formula Student, jejích pravidel a disciplín, popisu používaných náprav a geometrie podvozku a zhodnocení používaného řešení. Další část je věnována rozhodnutí o vhodném konstrukčním řešení a výběru použitého materiálu pro ramena zavěšení, výběru vhodných kloubových hlavíc a ložisek pro zakončení ramen. Obsahuje návrh ramen zavěšení včetně jejich zakončení. Součástí jsou také kompletní modely předního i zadního zavěšení formule Vector 03 a jejich výkresová dokumentace.

Hlavním cílem této práce bylo navrhnout vhodná ramena zavěšení, která budou použita pro formuli student, prototyp Vector 03 pro závodní sezónu 2017.

Klíčová slova:

Zavěšení, Formule SAE, Formule Student, Zavěšení formule, Ramena zavěšení

DESIGN OF FORMULA STUDENT SUSPENSION ARMS

Student: Kristýna Kutiová
Specialisation of study: Dopravní technika a technologie
Supervisor: Ing. Jan Krasula, leader of Suspension group – Fabia R5,
Škoda Motorsport

Abstract:

KUTIOVÁ, Kristýna. *Design of Formula Student Suspension Arms: Master Thesis*. Ostrava: VSB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2017, Number of pages: 75. Supervisor: Ing. Jan Krasula.

Master thesis deals with the structural design of Formula Student Suspension arms. The first part deals with the analysis of the Formula Student competition, it's rules and disciplines, the description of used axles and geometry of suspension and evaluation of usually used solution. The next part is devoted to the decision of appropriate design and selection of material for Suspension arms and selection of suitable ball joints and bearings. It contains design of suspension arms including their ends. Also contains complete front and rear suspension 3D models and their drawing documentation. The main aim of this work was to design suitable Suspension arms, which will be used for formula student car Vector 03, prototype for season 2017.

Key words:

Formula Student, Suspension, Formula SAE, Suspension of Formula Student, Suspension Arms

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce, Ing. Janu Krasulovi za metodickou a odbornou pomoc i další cenné rady při zpracování mé diplomové práce. Dále bych chtěla poděkovat týmu Formula TU Ostrava, který přispěl radami při výběru jednotlivých komponentů, Ing. Jaromírovi Širokému, Ph.D. za pomoc při výpočtech a také chci poděkovat rodině, která mi umožnila studium a podporovala mě v něm.

V Ostravě, dne:

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

1	ÚVOD	1
2	FORMULA STUDENT	2
2.1	Souhrn pravidel Formula Student	3
2.2	Formula TU Ostrava	4
3	ZAVĚŠENÍ KOL	4
3.1	Lichoběžníková náprava	4
3.1.1	Střed klopení kol a karoserie	5
3.1.2	Střed klonění kol a karoserie	6
3.2	Geometrie nápravy	7
3.2.1	Odklon kola	8
3.2.2	Příklon rejdové osy	8
3.2.3	Záklon rejdové osy a závlek	9
3.2.4	Sbíhavost	10
3.2.5	Diferenční úhel	10
3.3	Konstrukční řešení	10
3.3.1	Svařovaná ramena	11
3.3.2	Lepená ramena	13
3.4	Síly působící na kolo	14
3.5	Jízdní stavy	14
4	NÁVRH RAMEN ZAVĚŠENÍ KOL	15
4.1	Výběr konstrukčního řešení a materiálu	15
4.1.1	Výběr konstrukčního řešení	16
4.1.2	Výběr materiálu	16
4.2	Výpočet sil působících na kolo	20
4.2.1	Výpočet sil pro jízdní stav: vozidlo v klidu	22
4.2.2	Výpočet sil pro jízdní stav: klidná, přímá jízda	23
4.2.3	Výpočet sil pro jízdní stav: přejezd nerovnosti	24
4.2.4	Výpočet sil pro jízdní stav: vozovka s výmoly	26
4.2.5	Výpočet sil pro jízdní stav: prudké brzdění	26
4.2.6	Výpočet sil pro jízdní stav: prudká akcelerace	27

4.2.7	Výpočet sil pro jízdní stav: zatáčení vozidla.....	28
4.2.8	Jízdní stav: skok	30
4.2.9	Jízdní stav: náraz	30
4.2.10	Zátěžný stav: Tilt Test.....	31
4.3	Vypočtené výsledky	31
5	VÝPOČET SIL V PROGRAMU LOTUS SUSPENSION ANALYSIS.....	31
5.1	Síly působící na přední kolo.....	32
5.2	Síly působící na zadní kolo	33
6	VÝBĚR KLOUBOVÝCH HLAVIC A KLOUBOVÝCH LOŽISEK	33
6.1	Výběr kloubových hlavíc	34
6.1.1	Výběr kloubových hlavíc pro přední zavěšení.....	34
6.1.2	Výběr kloubových hlavíc pro zadní zavěšení	37
6.2	Výběr kloubových ložisek.....	40
7	KONSTRUKČNÍ NÁVRH OCELOVÝCH RAMEN.....	42
7.1	Návrh předních ramen.....	42
7.2	Konstrukční návrh zadních ramen	44
7.3	Pevnostní analýza ramen.....	46
7.3.1	Grafické zpracování	47
7.4	Zhodnocení výsledků	54
8	ZÁVĚR.....	55
9	LITERATURA	57
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK.....	58
11	SEZNAM PŘÍLOH.....	61

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

a	$[m/s^2]$	zrychlení vozidla
a_y	$[m/s^2]$	svislé zrychlení kola
B_1	$[m]$	rozchod předních kol
B_2	$[m]$	rozchod zadních kol
c_x	$[-]$	součinitel odporu vzduchu
f	$[-]$	součinitel smykového tření
F_{a1}	$[N]$	aerodynamická síla působící na přední nápravu
F_{a2}	$[N]$	aerodynamická síla působící na zadní nápravu
F_{FwtB}	$[N]$	přesun hmotnosti při brzdění - přední náprava
F_k	$[N]$	hnací síla
F_o	$[N]$	odstředivá síla působící v těžišti vozidla
F_{odp}	$[N]$	síla potřebná pro překonání odporů při akceleraci
F_{oF}	$[N]$	odstředivá síla působící na přední nápravu
F_{oR}	$[N]$	odstředivá síla působící na zadní nápravu
F_{RwtA}	$[N]$	přesun hmotnosti při akceleraci - zadní náprava
F_{RwtB}	$[N]$	přesun hmotnosti při brzdění - zadní náprava
F_x	$[N]$	podélná síla působící na vozidlo - klidná jízda
F_{xacc}	$[N]$	podélná síla působící na vozidlo - akcelerace
F_{xb}	$[N]$	podélná síla působící na vozidlo - brzdění
F_{yF}	$[N]$	boční síla působící na přední nápravu
F_{yR}	$[N]$	boční síla působící na zadní nápravu
F_{zF}	$[N]$	normálová síla působící na přední nápravu - klidná jízda
F_{zF1}	$[N]$	normálová síla působící na 1 kolo přední nápravy - klidná jízda
F_{ZFb1}	$[N]$	normálová síla působící na 1 kolo přední nápravy - brzdění
F_{ZFner}	$[N]$	normálová síla působící na přední nápravu - přejezd nerovnosti
F_{ZFner1}	$[N]$	normálová síla působící na 1 kolo přední nápravy - nerovnost
F_{ZFstat}	$[N]$	normálová síla působící na přední nápravu - vozidlo v klidu
$F_{ZFstat1}$	$[N]$	normálová síla působící na 1 kolo přední nápravy - vozidlo v klidu
F_{ZFz1}	$[N]$	normálová síla působící na 1 kolo přední nápravy - zatáčka
F_{ZR}	$[N]$	normálová síla působící na zadní nápravu - klidná jízda
F_{ZR1}	$[N]$	normálová síla působící na 1 kolo zadní nápravy - klidná jízda
F_{ZRacc1}	$[N]$	normálová síla působící na 1 kolo zadní nápravy - akcelerace
F_{ZRb1}	$[N]$	normálová síla působící na 1 kolo zadní nápravy - brzdění
F_{ZRner}	$[N]$	normálová síla působící na zadní nápravu - přejezd nerovnosti
F_{ZRner1}	$[N]$	normálová síla působící na 1 kolo zadní nápravy - nerovnost
F_{ZRstat}	$[N]$	normálová síla působící na zadní nápravu - vozidlo v klidu
$F_{ZRstat1}$	$[N]$	normálová síla působící na 1 kolo zadní nápravy - vozidlo v klidu
F_{ZRz1}	$[N]$	normálová síla působící na 1 kolo zadní nápravy - zatáčka
g	$[m/s^2]$	gravitační zrychlení
G	$[N]$	tíha
G_1	$[N]$	tíha přední nápravy

G_2	[N]	tíha zadní nápravy
h_s	[m]	výška hrany karoserie
h_t	[m]	výška těžiště
k	[-]	koeficient bezpečnosti
k_k	[-]	kontrolní bezpečnost
L	[m]	rozvor vozidla
L_1	[m]	vzdálenost těžiště od osy předních kol
L_2	[m]	vzdálenost těžiště od osy zadních kol
L_{accA}	[G]	maximální přetížení při akceleraci
L_{accB}	[G]	maximální přetížení při brzdění
L_{accmax}	[G]	maximální přetížení
m_1	[kg]	hmotnost připadající na přední nápravu
m_2	[kg]	hmotnost připadající na zadní nápravu
m_v	[kg]	celková hmotnost vozidla
m_p	[kg]	hmotnost pilota
m_{pal}	[kg]	hmotnost paliva
m_{voz}	[kg]	suchá hmotnost vozidla
O_a	[-]	odpor ze zrychlení
O_f	[-]	odpor tření
O_s	[-]	odpor sklonu
O_{vz}	[-]	odpor vzduchu
R	[m]	poloměr zatáčky
Re	[MPa]	mez kluzu
r_k	[m]	poloměr kola
R_m	[MPa]	pevnost v tahu
S_x	[m ²]	čelní plocha vozidla
t	[s]	čas, za který se kolo posune ve svislém směru na hranu nerovnosti
v	[km/h]	rychlost vozidla
x	[m]	vzdálenost osy kola od nerovnosti
y	[m]	výška nerovnosti
α, β, γ	[°]	úhly mezi spojnicemi středu zatáčky a těžiště vozidla
ρ	[kg/m ³]	hustota vzduchu
σ	[MPa]	ohybové napětí
ω	[-]	vliv rotačních hmot na odpor ze zrychlení

1 ÚVOD

Tato diplomová práce se zabývá návrhem a konstrukcí ramen předního a zadního zavěšení vozu formule student, monopostu pro závodní sezónu 2017 s označením Vector 03. Konstrukční řešení musí odpovídat pravidlům soutěže Formula Student a také požadavkům ze strany týmu Formula TU Ostrava.

Ramena zavěšení jsou součástí zavěšení kol, tedy způsobu připojení kol k rámu či karoserii vozidla. Zavěšení umožňuje svislý pohyb kol a rámu při zdvihu kol a zajišťuje vedení kola. Zavěšení přenáší momenty a síly mezi kolem a rámem.

Cílem této diplomové práce je rozhodnutí o konstrukčním provedení, výběr vhodného materiálu, výběr koncových ložisek a navržení řešení.

Projekt Formula Student je mezinárodní soutěž rozšířená po celém světě. Studenti mají za úkol navrhnout, vyrobit a otestovat závodní vozidlo formulového typu, se kterým proti sobě závodí v několika disciplínách. Tým Formula TU Ostrava, dříve Formula Student Team VŠB-TU Ostrava, patří mezi týmy českých vysokých škol, které se projektu účastní. V minulých letech již zkonstruoval dva vozy: prototyp č.1 v roce 2015 a Vector 02 v roce 2016.

Tato práce je součástí celkového návrhu studentské formule Vector 03. Společně s kolegy z týmu, kteří pracují na dalších částech a soustavách vozidla, byly návrhy v průběhu konstrukčního období pravidelně konzultovány, aby byla zajištěna funkčnost jednotlivých komponentů, soustav a tím i celého vozidla.



Obrázek 1: Formula TU Ostrava – Vector 02, prototyp pro rok 2016 [1]

2 FORMULA STUDENT

Formula Student je mezinárodní soutěž, ve které studenti technických vysokých škol dle daných pravidel musí za 1 rok navrhnout, postavit a otestovat závodní formuli, se kterou následně zamíří na závody, aby porovnali síly s ostatními týmy z celého světa.

Soutěž má tři kategorie – spalovací motory, elektrický pohon a formule s autonomním řízením. Soutěží se v několika disciplínách rozdělených do dvou skupin – statické a dynamické disciplíny, k nimž je tým připuštěn po absolvování technické přejímky, na které se zjišťuje, zda vozidlo splňuje všechna pravidla. [1]

Technická přejímka

- **Technical and Safety Scrutineering** – Technika a bezpečnost

Kontrola vozidla, zda splňuje všechna pravidla, zkouška pilotů.

- **Tilt Test** – Zkouška náklonu

S nejvyšším pilotem uvnitř se vozidlo umístěné na plošině nakloní do úhlu 30° a následně 60°. Z vozidla nesmí nic vytéct, vypadnout a nesmí se převrátit.

- **Brake Test** – Zkouška brzd

Účelem je dokázat, že se při prudkém brzdění zablokují všechna 4 kola. Test probíhá na dráze určené pořadatelí.

- **Noise Test** – Zkouška hluku

Měření probíhá pomocí mikrofону vzdáleného 0,5 m od koncovky výfuku pod úhlem 45° od osy vozidla. Maximální povolená hodnota je 103 dBC při volnoběhu a 110 dBC v otáčkách (cca 5000 ot/min – dle motoru).

Statické disciplíny

- **Design** – konstrukce vozu (150 bodů)

komisaři zhodnotí konstrukční řešení a vyspělost návrhu, vše je nutné doložit výpočty a simulacemi.

- **Cost and Manufacturing** – Nákladová studie (100 bodů)

Komisaři zhodnotí cenu vozu a správnost kalkulace ceny vozu při sériové výrobě.

- **Business Presentation** – Business plán (75 bodů)

Obhajoba plánu pro sériovou výrobu prototypového vozu před zástupci fiktivní firmy.

Dynamické disciplíny

- **Skid Pad** (50 bodů)

Jízda na trati ve tvaru osmičky.

- **Acceleration** - 75 m (75 bodů)

Zrychlení vozu s pevným startem na trati 75 m.

- **Autocross** (150 bodů)

Jízda po technické trati z kuželek, umožňuje zhodnocení ovladatelnosti, zrychlení a brzdění - kvalifikace do závodu Endurance.

- **Endurance** - Vytrvalostní závod (300 bodů) + **Fuel Efficiency** – Spotřeba paliva (100 bodů)

Vytrvalostní závod na 22 km po technické trati z kuželek, v polovině závodu je povinná výměna jezdců. Závod prověří všechny systémy vozu, jeho funkčnost a spolehlivost, hodnotí se také spotřeba paliva.

Týmy v průběhu závodů sbírají body v jednotlivých disciplínách. Body se na konci závodů sčítají a tým s nejvyšším počtem bodů vyhrává závody. [1]

2.1 Souhrn pravidel Formula Student

Celá stavba vozidla je podmíněna pravidly. Pravidla spadají do kompetence organizace SAE International (Society of Automotive Engineering, sdružení odborníků z oblasti automobilového, dopravního a leteckého průmyslu) a jsou zaměřeny primárně na bezpečnost. Pravidla se každoročně upravují a jejich celé, aktuální znění je možné nalézt ve zdroji [2]. Ukázka z pravidel týkající se návrhu podvozku:

- Rozvor vozidla musí být nejméně 1525 mm a měří se od středů kontaktů předních a zadních pneumatik s vozovkou s koly natočenými rovně. Vozidlo musí mít 4 kola a nesmí být v přímce.
- Menší rozchod kol formule (přední/zadní) nesmí být menší než 75% většího rozchodu.
- Světlá výška vozidla musí být alespoň taková, aby během závodů bylo zabráněno dotyku země jakoukoliv částí vozidla (kromě pneumatik).
- Kola vozidla nesmí být krytá a musí mít průměr minimálně 203,2 mm.
- Všechny montážní body pro zavěšení kol musí být při technické přejímce viditelné a to přímým pohledem, nebo po odstranění krytů.

2.2 Formula TU Ostrava

Tým Formula TU Ostrava byl založen v roce 2013. V týmu jsou zapojeni studenti téměř všech fakult VŠB TUO a aktuálně čítá 20 členů. V roce 2015 byl představen první prototyp studentské formule se spalovacím motorem. Druhý prototyp, Vector 02, byl odhalen na jaře 2016 a třetí prototyp, Vector 03, pro který jsou tyto ramena navrhována, byl v době tvorby této práce stále ve vývoji.

3 ZAVĚŠENÍ KOL

Zavěšení kol je součástí nápravy, rozumíme tím způsob připojení kol k rámu nebo karoserii. Slouží k vedení kola a přenosu sil. Umožňuje pohyb kola vzhledem ke karoserii nebo rámu, potřebný z hlediska pro pružení a eliminuje nežádoucí pohyby kola na minimum (boční posuv a naklápění kola), jedná se o tzv. vedení kola.

Přenášené síly:

- Svislé – zatížení vozidla
- podélné – hnací a brzdící síly
- příčné – odstředivé síly
- momenty podélných sil – hnací a brzdící moment [3]

Druhů zavěšení kol existuje několik. Jednou z nejpoužívanějších, u vozidel formulového typu, je náprava lichoběžníková. Jelikož tento typ nápravy používá i náš tým, budeme se dále věnovat pouze jí.

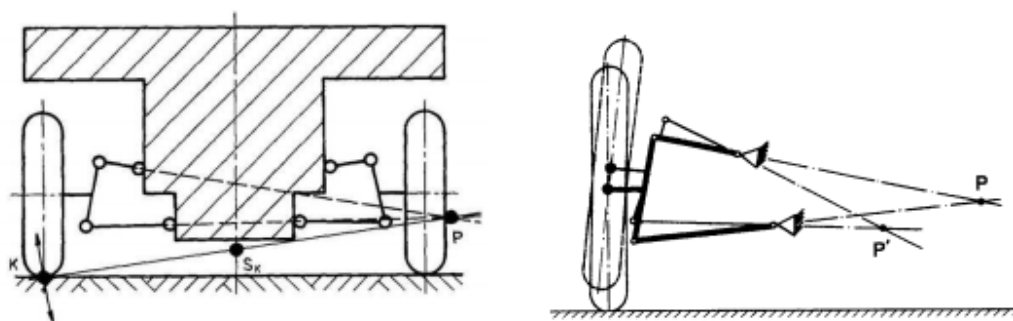
3.1 Lichoběžníková náprava

Jedná se o druh nezávislého zavěšení kol složených ze dvou příčných trojúhelníkových ramen. Při pohledu zepředu vytvářejí spolu s těhlicí lichoběžník. Obvykle bývá horní rameno kratší než spodní. Výhody této nápravy je nízká zástavba (v porovnání s Mc Pherson) a zabírá méně místa, než tuhá náprava, což vede ke snížení těžiště. Další výhodou je kinematika, která zachovává poměrně stále postavení kola vůči vozovce. Polohou ramen lze také určit výšku středu klopení i výšku středu klonění. Tyto důvody vedou k velmi častému užití lichoběžníkové nápravy u sportovních a závodních vozidel [3].

Stejně jako u jiných náprav je nutné i u lichoběžníkové nápravy vhodně zvolit střed klopení a klonění kol a karoserie. V případě vhodně zvolených bodů nedochází k nadměrnému naklápění vozidla v zatáčce či naklápění vozidla při rozjezdu a brzdění. Ani jeden z těchto jevů není vhodný pro jízdní stabilitu.

3.1.1 Střed klopení kol a karoserie

Střed klopení kola (P) je střed kružnice, po které se pohybuje kolo při vzájemném pohybu kola vůči karoserii. Střed klopení karoserie (S_k) je bod, okolo kterého se karoserie otáčí během naklápění. Okamžitý střed klopení kola se nachází na průsečíku os horního a spodního ramene zavěšení. V případě, že jsou ramena rovnoběžná, leží bod P v nekonečnu. Bod S_k určuje průsečík spojnice bodu P a středu stopy kola K s osou vozidla. V případě rovnoběžných ramen leží střed klopení karoserie na vozovce. Čím dále se nachází střed klopení kola P od kola samotného, tím menší změna rozchodu a odklonu kola nastává při klopení karoserie. [3]



Obrázek 2: Poloha středu klopení kola P a karoserie S_k (vlevo), změna středu klopení kol P při odpružení (vpravo) [3]

Klopný moment

Karoserie vozidla se při průjezdu zatáčkou naklápí. Vpředu kolem středu klopení přední části a vzadu podle zadní. Rozdělení závisí na rozložení odpružené hmotnosti vozidla. Při předpokladu tuhé karoserie se klopení uskutečňuje okolo osy, jež prochází oběma středy klopení (osa se nazývá osou klopení). Svislá vzdálenost těžiště odpružené části vozidla od osy klopení udává velikost ramene, na kterém karoserii naklápí odstředivá síla. Klopný moment karoserie je přímo úměrný velikosti tohoto ramene a odstředivé síly. Náprava působí proti naklápění karoserie stejně velkým momentem opačného smyslu – jedná se o vratný moment. [4]

3.1.2 Střed klonění kol a karoserie

Okamžitý střed klonění kola je bod, kolem kterého se otáčí kolo při propnutí v podélné rovině vozidla. Je dán vzájemným sklonem ramen zavěšení. Střed klonění nápravy a rámu se určuje analogicky, jako středy klopení kol akorát v podélné rovině.

Klopení karoserie při průjezdu zatáčkou je ovlivněno výškou středu klopení karoserie. Analogicky stejný význam má výška středu klonění karoserie při brzdění (předklánění) a rozjezdu (zaklánění), tzv. pitch. Aby se vozidlo při brzdění nepředklánělo a při rozjezdu nezaklánělo, musí ležet střed klonění karoserie ve výšce těžiště vozidla – moment klonění od setrvačné síly má nulovou velikost, respektive musí setrvačná síla působit na rameni o nulové velikosti. [5]

Anti-dive

Pro jízdní stabilitu je vhodné omezit míru předklonění karoserie při brzdění. Tento jev se nazývá anti-dive. Předklonění nastává vlivem setrvačné síly při brzdění, kdy dochází k přetížení přední nápravy a odlehčení zadní nápravy. Velikost předklonění je dána momentem klonění, jenž je přímo úměrný setrvačné síle a délce ramene. Rameno tvoří svislá vzdálenost středu klonění karoserie a těžiště (působíště setrvačné síly). Anti-dive je procentuální poměr úhlů A a B. Úhel A je mezi vozovkou a spojnici kontaktu pneumatiky s vozovkou a středem klonění kola. Úhel B je úhel mezi vozovkou a směrem výsledné síly, která vzniká při brzdění.

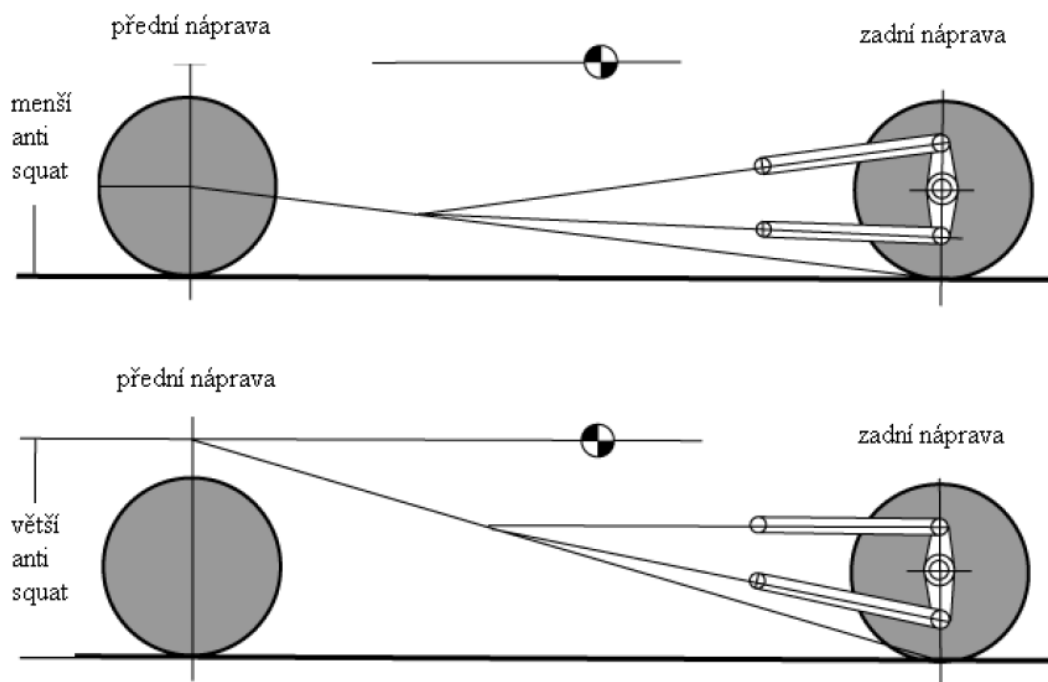
Obecně se anti-dive počítá jako:

$$[\%] = 100 \cdot \left(\frac{tg A}{tg B} \right) \quad (1)$$

V případě, že je anti-dive záporný, či 0%, zachycuje předklánění karoserie jen odpružení a dochází k maximálnímu naklonění. Pokud je anti-dive 100%, zatížení přenáší pouze ramena zavěšení a k předklonění karoserie nedochází. [3]

Anti-squat

Anti-squat je analogie k anti-dive při rozjezdu. Při rozjíždění vozidla dochází vlivem setrvačné síly k přetížení zadní nápravy a odlehčení přední. Jeho velikost se odvíjí od středu klonění karoserie. Čím vyšší je hodnota anti-squat tím více snižuje propnutí zadní nápravy při rozjezdu a naklonění karoserie je nižší. Hodnota 100% znamená žádné naklonění karoserie a stejně jako anti-dive nemá vliv na změnu zatížení kol. [3]



Obrázek 3: Anti-squat a střed klonění kola [6]

Pro dosažení požadované jízdní stability a ovladatelnosti vozidla je potřeba správně nastavit geometrii nápravy.

3.2 Geometrie nápravy

Geometrie nápravy, resp. kol, určuje postavení kol k silnici. Její seřízení je nutné pro správnou funkci podvozku, lepší ovladatelnost vozidla a určení požadovaných vlastností.

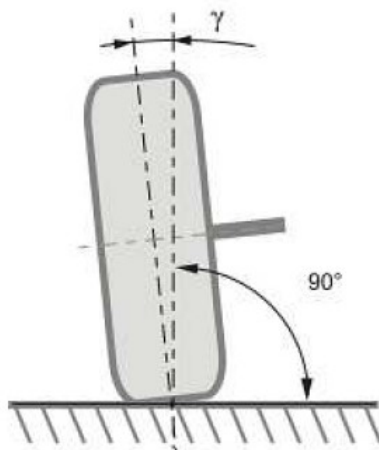
Po vhodně zvolených středech klonění a klopení je nutno brát ohledy na návrh a nastavení:

- příklonu rejdové osy
- záklonu rejdové osy a závleku
- odklonu kola
- sbíhavosti
- diferenčního úhlu

Tyto prvky mají za následek získání požadované ovladatelnosti a jízdních vlastností v přímé jízdě i při jízdě do zatáček.

3.2.1 Odklon kola

Úhel odklonu kola (γ) je sklon střední roviny kola ke svislé ose vozidla. Je-li kolo nakloněno horní částí od vozidla, jedná se o kladný odklon kola, jestliže se naklání k vozidlu, odklon kola je záporný.



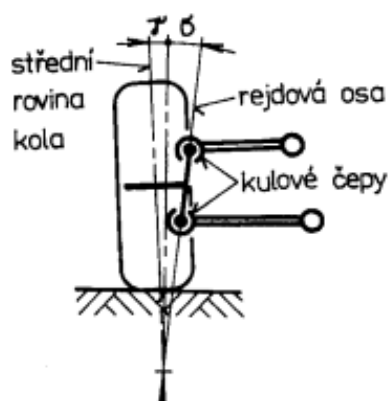
Obrázek 4: Odklon kola [6]

Kola s kladným odklonem vytváří při odvalování s vozovkou kužel a odvalují se směrem od sebe. To může mít vliv na snížení kmitání kol, současně tento odklon ale způsobuje prokluz pneumatiky, což má za následek nadměrné a nerovnoměrné opotřebení pneumatik. U osobních automobilů se volí malý kladný odklon kola, sportovní vozy používají odklon kola nulový a záporný. Malý záporný odklon kola vykazuje lepší boční vedení pneumatik při zatáčení. U nezávislého zavěšení se při propružení mění úhel odklonu a vlivem gyroskopického účinku vzniká moment, ten se zachytává v řízení. Změna odklonu by měla být při propružení co nejmenší, aby se zachoval nejlepší přenos bočních sil. To však také souvisí s vlastnostmi pneumatiky a zavěšení. Při návrhu zavěšení je nutné znát charakteristiku pneumatiky, např. jaké boční síly je schopna přenést. [5]

3.2.2 Příklon rejdové osy

Příklon rejdové osy se značí jako úhel σ a označuje se tak sklon rejdové osy vůči podélné rovině vozidla kolmé k vozovce. Rejdová osa je dána rejdovým čepem. Ten však u lichoběžníkové nápravy není a rejdová osa je zde dána spojnicí středů horního

a spodního kulového čepu. Hlavním významem příklonu rejdové osy je v samočinném vracení řízených kol do přímého směru. Při zatáčení tak dochází k nadzvednutí přední části vozidla vůči řídicím kolům. Po uvolnění volantu pak působí na kola vratný moment způsobený zatížením od přední nápravy pro zpětné natočení kol do přímého směru. Tento fakt platí pouze v případě, že je příklon kladný. [3]

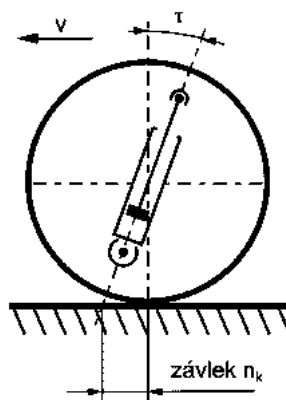


Obrázek 5: příklon rejdové osy [3]

3.2.3 Záklon rejdové osy a závlek

Záklon rejdové osy (τ) je dán průmětem úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí od roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozu. Pokud je rejdová osa skloněna vzad, je záklon rejdové osy kladný, je-li rejdová osa skloněna vpřed, je záklon záporný.

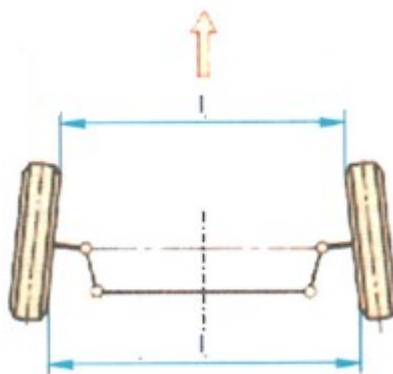
Závlek je vzdálenost mezi středem styku pneumatiky a průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky, promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Jestliže průsečík rejdové osy a roviny vozovky leží před středem styku pneumatiky s vozovkou, je závlek kladný a zapříčiňuje vlečení kola, tím si stabilizuje kola v přímém směru. [5]



Obrázek 6: záklon rejdové osy a závlek [3]

3.2.4 Sbíhavost

Sbíhavost je rozdíl vzdáleností $l_2 - l_1$ mezi vnitřními okraji ráfku kol s koly natočenými do přímého směru. Měření se provádí ve vodorovné rovině procházející středy kol, určuje se společně pro obě kola v milimetrech nebo v úhlových stupních a minutách rozlišujeme sbíhavost $(l_2 - l_1) > 0$, nulovou sbíhavost a rozbíhavost $(l_2 - l_1) < 0$. Nastavením sbíhavosti zabráňujeme kmitání kol a zlepšuje se směrová stabilita v přímé jízdě. [3]



Obrázek 7: sbíhavost kol [3]

3.2.5 Diferenční úhel

Diferenční úhel δ je úhel, o který je vnitřní kolo při průjezdu zatáčkou natočeno více než vnější. Diferenční úhel má značný vliv na opotřebení pneumatik a jízdní vlastnosti vozidla.

Dalším krokem v návrhu ramen zavěšení je výběr vhodné konstrukce lichoběžníkového zavěšení.

3.3 Konstrukční řešení

V soutěži Formula Student je možné použít tři základní konstrukční řešení ramen a těmi jsou:

- svařovaná ramena
- lepená ramena
- ramena spojena rozebíratelnými spoji

Třetí možnost je porotci negativně hodnocena. Demontáž poškozené ramene je sice velmi rychlá, ale v rozebíratelném spoji vznikají vůle a nepřesnosti, které se u nerozebíratelně spojených materiálů neobjevují. Celá konstrukce má pak také výrazně

vyšší hmotnost. Z těchto důvodů se rozebíratelné spoje nepoužívají. Pravděpodobně nejčastěji používaná konstrukce ramen je konstrukce svařovaná. Při vhodně zvoleném materiálu a kvalitně provedeném svaru se jedná o nejbezpečnější provedení. Nejčastěji používané materiály jsou zde ocel a slitiny hliníku. Méně častá konstrukce je lepení. Lepené spoje při namáhání obvykle nevydrží takovou zátěž, jako svary a může tak docházet k závadám. Nejčastěji používaný materiál pro lepená ramena je uhlíkové vlákno, které má výhodu ve své nízké hmotnosti.

3.3.1 Svařovaná ramena

Nejčastěji používanými materiály pro svařovaná ramena jsou ocel a hliník.

Možnosti provedení uchycení k rámu a těhlici:

- kloubová hlavice s vnějším závitem/kloubová hlavice s vnějším závitem
- kloubová hlavice s vnějším závitem/kloubové ložisko
- kloubové ložisko/kloubové ložisko

Uchycení pomocí varianty kloubová hlavice s vnějším závitem/kloubová hlavice s vnějším závitem je možné vidět na obrázku č.8.



Obrázek 8: ocelová ramena se zakončením kloubová hlavice s vnějším závitem/kloubová hlavice s vnějším závitem [13]

Toto uchycení je nejjednodušší z pohledu výroby i nastavení geometrie, kdy je naprosto bezproblémové měnit délky ramen. Je však zároveň nejhůře hodnoceným. Tato skutečnost vyplývá ze vzniku namáhání závitů kloubových hlavic na ohyb. Závitové kloubové hlavice jsou navrhovány na namáhání na tlak, nikoliv na ohyb.

Na obrázku číslo 9 je zobrazeno provedení kloubová hlavice/kloubové ložisko na hliníkových ramenech Vector 02. Toto provedení je stále vcelku jednoduché na výrobu, nastavení geometrie je stále poměrně jednoduché a má potenciál být na závodech ohodnocen vyšším počtem bodů. Důvodem je odstranění vzniku ohybového namáhání v závitech kloubových hlavic.

Nejlépe hodnocenou variantou je poslední varianta kloubové ložisko/kloubové ložisko. Zde nedochází k namáhání závitů kloubových hlavic na ohyb ani k nechtěné změně geometrie z důvodu povolení závitů způsobené vibracemi. Ohybem jsou namáhány nosiče ložisek, které jsou možné při návrhu a výrobě namáhání přizpůsobit. Nastavení geometrie pomocí ramen je však nemožné a nutná přesnost výroby je velmi vysoká.



Obrázek 9: hliníková ramena se zakončením kloubová hlavice/ložiskové oko formule Vector 02

3.3.2 Lepená ramena

Pro výrobu lepených ramen se používají kompozitní materiály. Nejčastěji používaným materiálem je uhlíkové vlákno, méně častým materiálem je pak aramid či skelné vlákno. Pro závitové vložky/nosiče ložiskových ok se obvykle používá hliník.

Možnosti provedení uchycení k rámu a těhlici:

- kloubová hlavice s vnějším závitem/kloubová hlavice s vnějším závitem
- kloubová hlavice s vnějším závitem/kloubové ložisko
- kloubové ložisko/kloubové ložisko

Výhody a nevýhody užití jednotlivých variant jsou analogické, jako u svařovaných ramen. Lepená ramena mají výhodu v nižší hmotnosti a pevnosti oproti svařovaným, avšak lepený spoj, který je běžně používaný, je kritickým místem. Rozpad lepeného spoje je jedním z nejčastějších důvodů k odstoupení ze závodů. Je tedy nutné provést zkoušky a rozhodnout, zda je lepený spoj dostatečně odolný. V případě funkčnosti je zaručeno vyšší ohodnocení.

Na obr. č. 10 je znázorněno pevné uchycení ramen – na obou koncích ramen je použito ložiskové oko.



Obrázek 10: karbonová ramena se zakončením ložiskové oko/ložiskové oko [14]

Pro celkový návrh zavěšení je nutné znát zatížení kol od sil.

3.4 Síly působící na kolo

Pro výpočet jednotlivých částí podvozku slouží síly vyskytující se v místě dotyku kola s vozovkou. Pro pevnostní výpočet se vychází z jízdních stavů.

Normálová síla – je reakcí na působení tíhového zrychlení. Působí v místě dotyku kola s vozovkou.

Boční síla – vzniká při přejezdu nerovností terénu či při průjezdu zatáčky a působí střídavě. Někdy se mohou vyskytovat větší boční síly při přejezdu nerovností, než při průjezdu zatáčkou.

Podélná síla – vzniká při akceleraci a brzdění.

3.5 Jízdní stavy

Pro pevnostní výpočet částí zavěšení se vychází z jízdních stavů.

Normálová síla působí ve stopě kola, boční síla působí také ve stopě kola a podélná síla působí ve středu kola. Síly působí přes pneumatiku a jsou limitovány její charakteristikou.

Při návrhu zavěšení je nutné počítat s jízdními stavy, které mohou při jízdě vozidla nastat. Některá závodní vozidla se potýkají s více druhy jízdních stavů než jiná. Kupříkladu u vozidel rally se uvažuje i více než 15 zátěžných stavů. Pro vozidlo kategorie Formula Student budeme uvažovat těchto 10 zátěžných stavů:

Vozidlo v klidu - základní stav, vozidlo stojí a nehýbe se. Na vozidlo působí pouze normálová (tíhová) síla od zatížení vozidla

Klidná, přímá jízda - jízda vozidla po rovině bez nerovností. Na vozidlo působí normálová a podélná síla nutná k překonání jízdních odporů.

Přejezd nerovnosti - při tomto stavu vozidlo přejíždí nerovnosti vozovky a dochází k propružení kola. Na kolo působí normálová, podélná síla i boční síla.

Vozovka s výmoly – vozidlo překonává značné nerovnosti a výmoly, kolo může pružit až do maximální polohy. Na kolo působí normálová, boční a podélná síla.

Prudké brzdění – vozidlo prudce brzdí, na kolo působí normálová a maximální brzdná síla.

Prudká akcelerace – vozidlo prudce zrychluje, na kolo působí normálová a maximální hnací síla.

Zatáčení vozidla – vozidlo projíždí zatáčkou, na kolo působí normálová, podélná i boční síla.

Skok – vozidlo se zvedne od vozovky a dopadne zase zpět. Při dopadu na kolo působí normálová síla a podélná síla, v závislosti na úhlu dopadu také boční síla.

Náraz - při jízdě vozidla dojde k nárazu. Při nárazu může nastat několik různých situací v závislosti na tom, kam je náraz směřován, jedním z nejčastějších míst jsou disky kol. Je nutno definovat, jaké zatížení musí kolo zvládnout.

Tilt Test – zkouška náklonu vozidla. Vozidlo je na plošině nakloněno pod úhlem 60°. Na vozidlo působí normálová síla vozidla přenášená na boční stranu pneumatik.

4 Návrh ramen zavěšení kol

Pro návrh zavěšení kol musí být zvoleno konstrukční řešení a musí být známé síly působící v zavěšení. Je nutno zvážit mnoho faktorů, které jsou popsány níže. Jedním z hlavních faktorů jsou spolehlivost, časová náročnost návrhu a výroby ramen zavěšení. Jelikož je soutěž Formula Student koncipována tak, že je nutné postavit nové auto každý rok, z něhož se dva měsíce závodí, má tým omezené časové možnosti. Je nutné vzít v úvahu čas potřebný pro testování a nastavení vozidla a případné změny původních návrhů. Z toho vyplývá, že po 8 měsících od začátku návrhu koncepce, by mělo být vozidlo navrženo, vyrobeno, sestaveno a připraveno k testování.

4.1 Výběr konstrukčního řešení a materiálu

Při výběru typu konstrukce a použitého materiálu se zvažují tyto faktory:

- spolehlivost zavěšení
- celková hmotnost vozidla
- cena
- časová náročnost výroby
- složitost nastavení vozidla

4.1.1 Výběr konstrukčního řešení

Při rozhodování o konstrukčním řešení bylo nutné přihlédnout k požadavkům týmu. Jedním z hlavních požadavků byla časová nenáročnost, nízká hmotnost a snadná nastavitelnost geometrie kol.

S přihlédnutím ke shrnutí v bodě 3.3. vyhovují alespoň částečně všechny druhy konstrukčního řešení. Avšak jak bylo dříve popsáno, ramena s rozebíratelnými spoji jsou pro použití nevhodná, takže jejich použití zamítám.

Svařovaná i lepená ramena jsou vyhovující, protože je možné je vyrobit vcelku rychle a jsou poměrně lehká. Výběr, zda pro návrh použiji svařovaná, či lepená ramena, je proveden v následujícím bodě, zabývajícím se výběrem materiálu.

Dalším potřebným rozhodnutím je zvolení zakončení ramen. Lepená i svařovaná ramena mohou být zakončena kloubovými hlavicemi, kloubovými ložisky, či jejich kombinací. Hlavním rozhodovacím kritériem je zde nastavení geometrie. Požadavek ze strany týmu na ramena zavěšení je takový, že pomocí nich musí být možné nastavit geometrii podvozku. Z tohoto důvodu je nutné mít alespoň na jedné straně ramen kloubovou hlavici. Vzhledem k tomu, že při použití kloubových hlavic dochází k ohybu, budeme se snažit tento jev co nejvíce eliminovat. Proto se rozhodujeme pro použití zakončení ramen pomocí kombinace kloubových hlavic a kloubového ložiska. Během nastavování geometrie však dochází ke změně délek ramen, tudíž by mohlo dojít ke vzniku namáhání na ohyb. Tomuto jevu je možné zabránit použitím vymezovacích podložek mezi kloubovou hlavici a držákem zavěšení na rámu.

4.1.2 Výběr materiálu

Ramena z uhlíkových vláken mají nižší hmotnost a vyšší pevnost, než ocel i hliník, ale jsou mnohonásobně dražší a výroba je časově náročnější. Navíc je potřeba přijmout fakt, že nezáleží jen na vlastnostech uhlíkového vlákna, ale také na vlastnostech pryskyřice, která se používá pro lepené spoje. Dalším hodnotícím prvkem může být také nutnost kombinace s jiným materiálem, např. hliníkem, který bude tvořit nosnou část pro kloubové hlavice a ložiska.

Tabulka 1: porovnání vlastností používaných materiálů

	ocel	hliník	uhlíkové vlákno
materiál	15 230	(42 4401) 6060	uhlíkové vlákno
průměr polotovaru	10x1,5	20x3	20x16
hmotnost 1 m	0,314	0,44	0,203
cena 1 m	92 Kč	120 Kč	630 Kč
Mez kluzu v tahu	850 Mpa	160 MPa	2700 - 3500 Mpa
Youngův modul pružnosti	210 Mpa	70 GPa	230 - 900 Gpa
modul pružnosti ve smyku	81 Gpa	26 GPa	-
Součinitel tepelné roztažnosti	11 K ⁻¹	24 K ⁻¹	6-10 K ⁻¹
Součinitel tepelné vodivosti	46 W/mK	221 W/mK	0,809 W/mK
Tepelná kapacita	460 J/kgK	920 J/kgK	1491 J/kgK
hustota	7850 kg/m ³	2700 kg/m ³	1750 kg/m ³
úpravy	řezání, svařování	řezání, svařování	řezání, lepení
zkoušky	MKP	MKP	reálné zkoušky
časová náročnost	nízká náročnost	střední náročnost	vysoká náročnost
slabé místo	svar	svar	lepený spoj
body za technologii	nejnižší počet	střední počet	nejvyšší počet

Kromě jasně daných parametrů je tedy potřeba zvážit také možnosti týmu:

- rozpočet
- vybavení
- časové možnosti
- zkušenosti

Až teprve na základě zvážení všech dostupných informací je možné rozhodnout se pro daný typ konstrukce a materiál.

Materiálovými vlastnostmi, hmotností i body za použitou technologii vychází nejlépe kompozit. Nicméně tento materiál je 7x dražší než ocel a je potřeba přičíst také cenu pryskyřice pro lepený spoj a uvážit vlastnosti pryskyřice. Lepený spoj (uhlíkové vlákno/hliník) není tak spolehlivý, jako svařovaný spoj (ocel/ocel). Navíc materiálové vlastnosti oceli i hliníku jsou při dynamickém namáhání konstantní, zatímco u kompozitu, jakožto nehomogenního materiálu, ne. Časová náročnost výroby uhlíkových ramen je také mnohonásobně vyšší a je potřeba další vybavení. Dnešní software neumožňuje

simulaci uhlíkových kompozitů, proto není možné provést poměrně rychlou zkoušku MKP, ale je nutné provést reálné zkoušky na tah, tlak a krut při dynamickém zatěžování, které jsou časově náročné a potřebují další vybavení. Je ale potřeba vzít v úvahu fakt, že tým má v oblasti karbonových materiálů silné zázemí ze strany partnerů a má vhodné vybavení.

Ocelová ramena jsou, co se týče výroby, nejlevnější, časově nejméně náročná, spolehlivá a materiálové vlastnosti jsou dostačující. Uhlíkové vlákno má sice nižší hmotnost a potenciál být lépe ohodnocen, nicméně je nutné si položit otázku, zda tyto faktory vyváží cenu a náročnost výroby těchto ramen.

V roce 2016 náš tým na vozidlo Vector 02 použil hliníková ramena. Ta byla naprosto spolehlivá celou sezónu, kdy fungovala bez jakýchkoliv problémů. Oproti ramenům z prototypu č.1, z roku 2015, která bylo ocelová, také přinesla úsporu hmotnosti, nicméně tým chtěl vyzkoušet, zda je možné optimalizovat ocelová ramena z prototypu č.1 a zda je možnost dosažení ještě nižší hmotnosti v případě použití tenkostěnných ocelových trubek namísto hliníkových. Mělo by být vzato v úvahu, že použití hliníkových ramen nám nepřineslo v loňské sezóně téměř žádný rozdíl v bodech za použití jiného materiálu, než je ocel.

Požadavky týmu jsou kladeny především na spolehlivost a nízkou časovou náročnost výroby, následně na nízkou hmotnost při nejvyšším možném dosaženém počtu bodů. Aby bylo dosaženo požadavků ze strany týmu v nejvyšší možné míře, bylo přistoupeno k vícekritériálnímu hodnocení.

V tomto hodnocení budou stanovena kritéria hodnocení. K jednotlivým kritériím budou přiřazeny váhy, následně bodové ohodnocení jednotlivých kritérií a nakonec budou body sečteny. Materiál, který dosáhne nejvyššího počtu bodů, bude označen za nejvhodnější pro předem stanovené požadavky uvedené výše.

Pro zjednodušení a zkrácení tabulek zde bude uhlíkové vlákno označováno jako „karbon.“

Vícekritériální hodnocení pro výběr materiálu

Tabulka 2: stanovení kritérií

		ocel	hliník	karbon
spolehlivost	-	1	2	3
hmotnost	kg/1m	0,314	0,44	0,203
cena	Kč/1m	92	120	630
bodové ohodnocení	-	3	2	1
časová náročnost	-	hodiny	hodiny	dny
vybavení	-	1	2	3
zkušenosti	-	1	2	3

kde:

- 1 nejvíce výhodné
- 2 přijatelné
- 3 nejméně výhodné

Váhy jednotlivých kritérií byly sestaveny pomocí metfesselovy alokace, kdy byla kritéria seřazena podle důležitosti a bylo mezi ně rozděleno celkem 100 bodů. Sestavení seznamu kritérií bylo provedeno na základě konzultace se členy týmu.

Tabulka 3: stanovení vah jednotlivých kritérií

	Kritérium	počet bodů	váha
spolehlivost	K1	25	0,25
časová náročnost	K2	23	0,23
hmotnost	K3	16	0,16
bodové ohodnocení	K4	11	0,11
zkušenosti	K5	9	0,09
cena	K6	8	0,08
vybavení	K7	8	0,08
Σ		100	1

Rozdělení bodů k jednotlivým kritériím bylo rozhodnuto členy týmu na základě požadavků a důležitosti jednotlivých kritérií.

Pro stanovení pořadí variant byla zvolena bodovací metoda. Nejprve se bodová stupnice opatřila slovním popisem.

Tabulka 4: slovní popis bodové stupnice

kritérium	1 bod	2 body	3 body
K1	nízká	střední	vysoká
K2	48 h a více	24 - 48 h	méně než 24 h
K3	0,4 kg a více	0,3-0,4 kg	pod 0,3 kg
K4	nejnižší	střední	vysoké
K5	odborné	pokročilé	běžné
K6	nad 300 Kč	100 - 300 Kč	pod 100 Kč
K7	účelové	nadstandardní	běžné

Byla stanovena bodová stupnice, z níž každému prvku byl přiřazen určitý počet bodů. Zde je podmínkou, že nejnižší a nejvyšší počet bodů pro kritéria musí být vždy stejný.

Použité váhy jsou z tabulky č.3, body se po přenásobení váhou sečtou. První v pořadí bude varianta s nejvyšším počtem bodů, varianta s nejnižším počtem bodů bude v pořadí poslední.

Tabulka 5: stanovení pořadí variant

	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	body	pořadí
ocel	3	3	2	2	3	3	3	2,73	1.
hliník	2	2	1	1	2	2	2	1,73	3.
karbon	1	1	3	3	1	1	1	1,54	2.
váhy	0,25	0,23	0,16	0,11	0,09	0,08	0,08		

Výsledkem metody vícekritériálního hodnocení je tedy nejvyšší počet bodů pro ocelová ramena. Jelikož je ocel svařitelný materiál, je vhodné přiklonit se ke svařování, namísto lepení.

Navrhovaná ramena budou tedy ocelová, svařovaná se zakončením kloubová hlavice/ložisko.

4.2 Výpočet sil působících na kolo

Suchá hmotnost vozidla je uvažována 230 kg. Aby výsledky sil byly použitelné pro návrh vozidla, je nutné uvažovat také hmotnost nejtěžšího pilota (70 kg) a paliva (4 kg). Vzhledem ke změně přetížení při jednotlivých stavech je nutné připočítat také koeficient bezpečnosti. Proto bude pro následující výpočty uvažováno:

$$m_v = (m_{voz} + m_{pal} + m_p) \cdot k = 456 \text{ kg} \quad (2)$$

kde:

m_v	[kg]	celková hmotnost vozidla
m_{voz}	[kg]	suchá hmotnost vozidla
m_{pal}	[kg]	hmotnost paliva
m_p	[kg]	hmotnost pilota
k	[-]	koeficient bezpečnosti

Výsledná hmotnost vozidla, pro kterou budou síly počítány, je tedy 456 kg. Vozidlo je týmem konstruováno tak, aby došlo k rozložení hmotnosti 50:50, tudíž 50% hmotnosti na přední nápravu a 50% na zadní nápravu. Tohoto bohužel nebylo při prvotních návrzích dosaženo a proto je pro výpočty rozložení hmotnosti uvažováno 46:54.

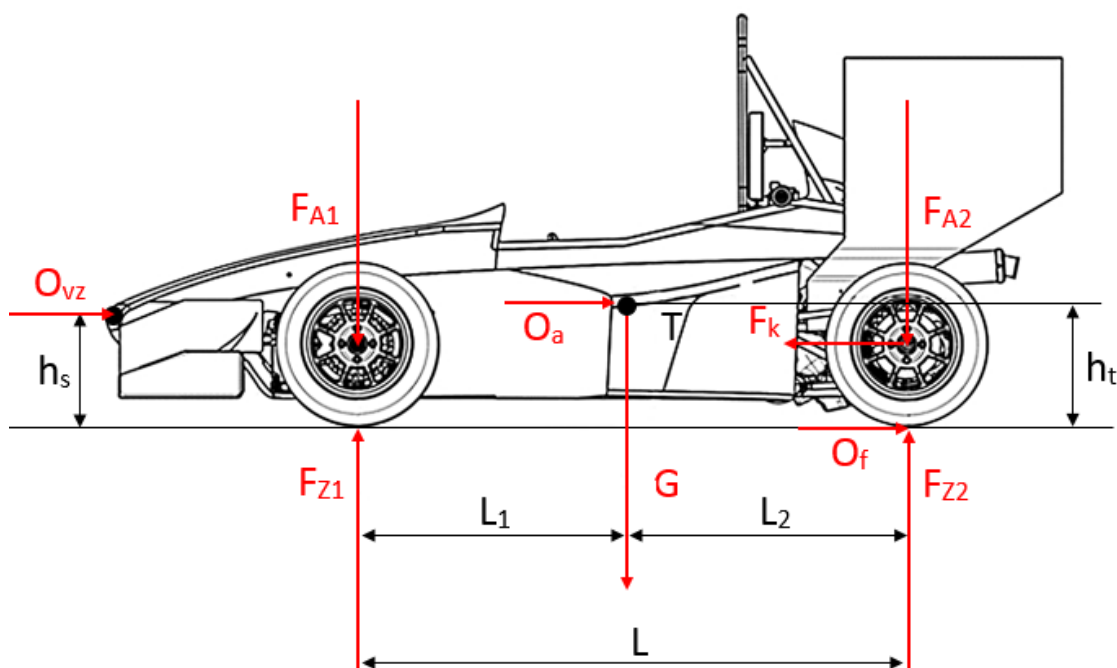
Tabulka 6: tabulka hodnot použitých pro výpočty sil působících na kolo

	značka	hodnota	jednotka
celková hmotnost vozidla	m_v	456	kg
hmotnost připadající na přední nápravu	m_1	210	kg
hmotnost připadající na zadní nápravu	m_2	246	kg
rozvor vozidla	L	1,6	m
vzdálenost těžiště od osy předních kol	L_1	0,98	m
vzdálenost těžiště od osy zadních kol	L_2	0,62	m
rozchod předních kol	B_1	1,23	m
rozchod zadních kol	B_2	1,18	m
výška těžiště	h_t	0,295	m
výška hrany karoserie	h_s	0,28	m
poloměr kola	r_k	0,235	m
čelní plocha vozidla	S_x	0,864	m ²
součinitel odporu vzduchu	C_x	0,54	-
aerodynamická síla působící na přední nápravu	F_{a1}	699	N
aerodynamická síla působící na zadní nápravu	F_{a2}	730	N
hnací síla	F_k	800	N
maximální přetížení při brzdění	L_{accB}	1,5	G
maximální přetížení při akceleraci	L_{accA}	1	G
maximální přetížení při průjezdu zatáčkou	L_{accmax}	1,9	G
zrychlení vozidla	a	5,1	m/s ²
vliv rotačních hmot na odpor ze zrychlení	ω	1,6	-
rychlost vozidla	v	26,94	m/s
součinitel smykového tření	f	0,02	-
poloměr zatáčky	R	9	m
hustota vzduchu	ρ	1,29	kg/m ³
gravitační zrychlení	g	9,81	m/s ²
výška nerovnosti	y	0,1	m

Pro následné výpočty byly využity data dodané týmem, které byly získány ze simulací, či z měření během závodů v roce 2016, hodnoty převzaté z pravidel, či hodnoty převzaté z tabulek hodnot ze zdroje [10].

Některé síly není potřeba počítat, jelikož je předem známo, zda budou vyšší, či nižší než jiné, zde vypočtené síly. V případě, že není výpočet síly uveden, je u daného výpočtu vysvětleno, proč tomu tak není.

Působící síly jsou označovány jako „F,“ index „F“ vždy značí síly na přední nápravu, indexem „R“ jsou označovány síly na zadní nápravu. Index „1“ značí sílu daného zatížení na jedno kolo.



Obrázek 11: rozložení působení sil

4.2.1 Výpočet sil pro jízdní stav: vozidlo v klidu

Vozidlo je v klidu a působí na něj pouze normálová síla od zatížení.

Normálová síla

$$F_{ZF_{stat}} = \frac{G \cdot L_2}{L} \quad (3)$$

$$F_{ZF_{stat1}} = \frac{F_{ZF_{stat}}}{2} = 866,714 \text{ N} \quad (4)$$

$$F_{ZR_{stat}} = \frac{G \cdot L_1}{L} \quad (5)$$

$$F_{ZRstat1} = \frac{F_{ZRstat}}{2} = 1369,967 \text{ N} \quad (6)$$

kde:

F_{ZFstat}	[N]	normálová síla působící na přední nápravu
G	[N]	tíha vozidla
L_2	[m]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
L	[m]	rozvor vozidla
$F_{ZFstat1}$	[N]	normálová síla působící na 1 kolo přední nápravy
F_{ZRstat}	[N]	normálová síla působící na zadní nápravu
L_1	[m]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
$F_{ZRstat1}$	[N]	normálová síla působící na 1 kolo zadní nápravy

4.2.2 Výpočet sil pro jízdní stav: klidná, přímá jízda

Vozidlo jede ustálenou rychlostí v přímém směru, neakceleruje ani nebrzdí. Na vozidlo působí normálová a podélná síla.

Podélná síla

Pro výpočet podélné síly je nutné znát hnací sílu a odpory. Jelikož uvažujeme přímou jízdu, odpor setrvačnosti ani odpor sklonu nebude brán v úvahu. Použité vzorce jsou ze zdroje [10].

$$O_{vz} = \frac{1}{2} \cdot S_x \cdot c_x \cdot \rho \cdot v^2 = 218,534 \text{ N} \quad (7)$$

$$F_x = F_k + O_s + O_a + O_{vz} = 998,534 \text{ N} \quad (8)$$

kde:

O_{vz}	[N]	odpor vzduchu
S_x	[m ²]	čelní plocha vozidla
c_x	[-]	součinitel odporu vzduchu vozidla
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota vzduchu
v^2	[m.s ⁻¹]	maximální rychlost vozidla
F_x	[N]	podélná síla působící na vozidlo
F_k	[N]	hnací síla

O_s	[N]	odpor sklonu
O_a	[N]	odpor ze zrychlení

Normálová síla

$$F_{ZR} = \frac{G \cdot L_1 + F_{AR} \cdot L + O_{vz} \cdot h_s + F_x \cdot r_k}{L} \quad (9)$$

$$F_{ZR_1} = \frac{F_{ZR}}{2} = 1827,54 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_{ZF} = G - F_{AF} + F_{AR} - F_{ZR} \quad (11)$$

$$F_{ZF_1} = \frac{F_{ZF}}{2} = 1181,03 \text{ N} \quad (12)$$

kde:

F_{A1} [N] aerodynamická síla působící na zadní nápravu při rychlosti 26,94 m/s

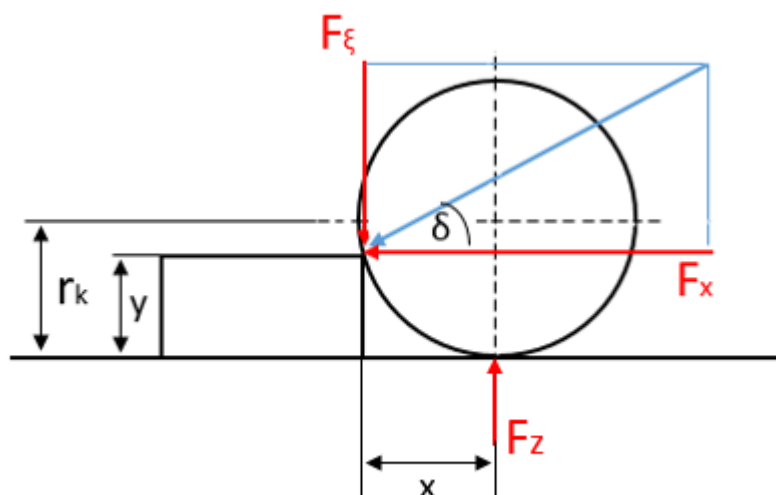
F_{A2} [N] aerodynamická síla působící na přední nápravu při rychlosti 26,94 m/s

h_s [m] výška hrany karoserie v místě působení odporu vzduchu

r_k [m] poloměr kola

4.2.3 Výpočet sil pro jízdní stav: přejezd nerovnosti

Vozidlo jede ustálenou rychlostí, neakceleroje, ani nebrzdí. Na vozidlo působí normálová a podélná síla.



Obrázek 12: působení sil při přejezdu nerovnosti

Normálová síla

$$x^2 = (2 \cdot r_k - y) \cdot y = 2 \cdot r_k \cdot y - y^2 \quad (13)$$

$$x = \sqrt{2 \cdot r_k \cdot y - y^2} \quad (14)$$

$$x = v \cdot t \quad (15)$$

$$t = \frac{\sqrt{2 \cdot r_k \cdot y - y^2}}{v} \quad (16)$$

$$y = \frac{1}{2} \cdot a_y \cdot t^2 \quad (17)$$

$$a_y = \frac{2y}{t^2} = \frac{2y}{\left(\frac{\sqrt{2 \cdot r_k \cdot y - y^2}}{v}\right)^2} = \frac{2y}{\frac{2 \cdot r_k \cdot y - y^2}{v^2}} = \frac{2y \cdot v^2}{2 \cdot r_k \cdot y - y^2} = 14,589 \text{ m} \cdot \text{s}^2 \quad (18)$$

$$F_{ZFner} = m_1 \cdot a_y \quad (19)$$

$$F_{ZFner_1} = \frac{F_{ZFner}}{2} = 1530,055 \text{ N} \quad (20)$$

$$F_{ZRner} = m_2 \cdot a_y \quad (21)$$

$$F_{ZFner_1} = \frac{F_{ZFner}}{2} = 1796,152 \text{ N} \quad (22)$$

kde:

a_y	[m.s ⁻²]	svislé zrychlení kola
x	[m]	vzdálenost osy kola od nerovnosti
y	[m]	výška nerovnosti
t	[s]	čas, za který kolo posune ve svislém směru na hranu nerovnosti
m_1	[kg]	hmotnost připadající na přední nápravu
m_2	[kg]	hmotnost připadající na zadní nápravu

Podélná síla

Výpočet podélné síly není nutný, jelikož výsledná síla nebude vyšší než podélná síla působící při nárazu. Svou velikostí by podélná síla při přejezdu nerovnosti spadala mezi podélné síly působící při klidné, přímé jízdě a při nárazu.

4.2.4 Výpočet sil pro jízdní stav: vozovka s výmoly

Při jízdě po vozovce s výmoly působí na vozidlo síly normálová a podélná. V závislosti na velikosti a tvaru výmolu případně také boční síla.

Výpočet normálové síly není nutný, jelikož se bude jednat o stejné síly, které působí při jízdě přes nerovnosti, jen v opačném směru. Taktéž podélná síla bude přibližně stejná, jako při přejezdu nerovnosti.

Výpočet boční síly taktéž není nutný, protože případně vzniklá boční síla působící při přejezdu přes výmol nebude větší než boční síla vzniklá při průjezdu zatáčkou.

4.2.5 Výpočet sil pro jízdní stav: prudké brzdění

Při brzdění působí na vozidlo síla normálová a brzdná. Následující výpočet je počítán pro prudké brzdění z rychlosti 97 km/h, což byla maximální dosažená rychlost s vozidlem Vector 02.

Normálová síla se zde skládá ze statické síly – síly F_{ZFstat} , resp. F_{ZRstat} , vypočítaných při zátěžném stavu „vozidlo v klidu“, aerodynamické síly a síly vzniklé od příkrčení vozidla při brzdění – přitížení přední nápravy a odlehčení zadní. Síla je označena jako „wt_B“ což značí „weight transfer brake“, v češtině „přesun hmotnosti při brzdění“.

Normálová síla

$$F_{FwtB} = \frac{Lacc_B \cdot g \cdot m_v \cdot h_t}{L} = 1237,164 \text{ N} \quad (23)$$

$$F_{ZFb1} = \frac{F_{ZFstat} + F_{A1} + F_{FwtB}}{2} = 1834,782 \text{ N} \quad (24)$$

$$F_{RwtB} = -F_{FwtB} = -1237,164 \text{ N} \quad (25)$$

$$F_{ZRb1} = \frac{F_{ZRstat} + F_{A2} + F_{RwtB}}{2} = 1116,506 \text{ N} \quad (26)$$

kde:

F_{FwtB}	[N]	přesun hmotnosti při brzdění
$Lacc_B$	[-]	součinitel adheze při brzdění
F_{ZFb1}	[N]	normálová síla působící na 1 kolo přední nápravy při brzdění
g	[m/s ⁻¹]	tíhové zrychlení
m_v	[m]	výška těžiště vozidla

Podélná síla

$$F_{xb} = L_{accB} \cdot F_{ZF_{b1}} = 5504,347 \text{ N} \quad (27)$$

4.2.6 Výpočet sil pro jízdní stav: prudká akcelerace

Na akcelerující vozidlo působí síly normálová a hnací. Výpočet je počítán pro rozjezd automobilu z nulové rychlosti.

Normálová síla se zde skládá ze síly statické, aerodynamické a síly vzniklé od přikrčení vozidla k zadní nápravě. Tato síla je ve výpočtu označována jako „wt_A“ což značí „weight transfer acceleration“, v češtině „přesun hmotnosti při akceleraci.“ Vliv aerodynamické síly je v takto nízkých rychlostech zanedbatelný, a proto síla ve výpočtu není uvažována.

Není nutno počítat normálovou sílu působící na přední nápravu, protože síla zde nepřesáhne působení normálové síly na zadní nápravu. Jako důkaz můžeme vzít v úvahu výsledky normálových sil při výpočtu brzdění – přesun hmotnosti má zde za následek odlehčení zadní nápravy a přitížení přední nápravy. Při akceleraci se hmotnost přesouvá v opačném směru, proto je podstatný výpočet zatížení zadní nápravy, která se vlivem přesunu hmotnosti přitíží.

Normálová síla

$$F_{RwtA} = \frac{L_{accA} \cdot g \cdot m_v \cdot h_t}{L} = 824,776 \text{ N} \quad (28)$$

$$F_{ZR_{acc1}} = \frac{F_{ZR_{stat}} + F_{RwtA}}{2} = 1782,354 \text{ N} \quad (29)$$

kde:

F_{RwtA} [N] přesun hmotnosti při akceleraci

$F_{ZR_{acc1}}$ [N] normálová síla působící na 1 kolo zadní nápravy při akceleraci

Podélná síla

$$O_a = a \cdot \omega \cdot m_v = 3720,96 \text{ N} \quad (30)$$

$$O_f = G \cdot f = 89,467 \text{ N} \quad (31)$$

$$F_{odp} = O_{vz} + O_a + O_f = 2633,65 \text{ N} \quad (32)$$

$$F_{xacc} = m_v \cdot a + F_{odp} = 6354,656 \text{ N} \quad (33)$$

kde:

a [m.s⁻²] zrychlení vozidla

f [-] součinitel smykového tření

F_{odp} [N] síla potřebná pro překonání odporů

F_{xacc} [N] podélná síla působící na vozidlo při akceleraci

4.2.7 Výpočet sil pro jízdní stav: zatáčení vozidla

Během průjezdu zatáčkou působí na vozidlo normálová, podélná a boční síla.

Boční síla

Boční síla je odstředivá síla působící na přední a zadní nápravě. Pro jejich výpočet je nutné znát celkovou odstředivou sílu F_O působící v těžišti a také velikosti úhlů α , β , γ .

$$F_O = Lacc_{max} \cdot m_v = 866,4 \text{ N} \quad (34)$$

$$\alpha = \arctg \left(\frac{L_2}{R} \right) = 3,941 \quad (35)$$

$$\alpha + \beta = \arctg \left(\frac{L}{R} \right) = 10,081 \quad (36)$$

$$\beta = \alpha + \beta - \alpha = 6,341 \quad (37)$$

$$\gamma = 180 - (\alpha + \beta) = 169,705 \quad (38)$$

$$F_{OF} = F_{yF} = \frac{F_O \cdot \sin \alpha}{\sin \gamma} = 1252,255 \text{ N} \quad (39)$$

$$F_{OR} = F_{yR} = \frac{F_O \cdot \sin \beta}{\sin \gamma} = 847,159 \text{ N} \quad (40)$$

kde:

F_O [N] odstředivá síla působící v těžišti vozidla

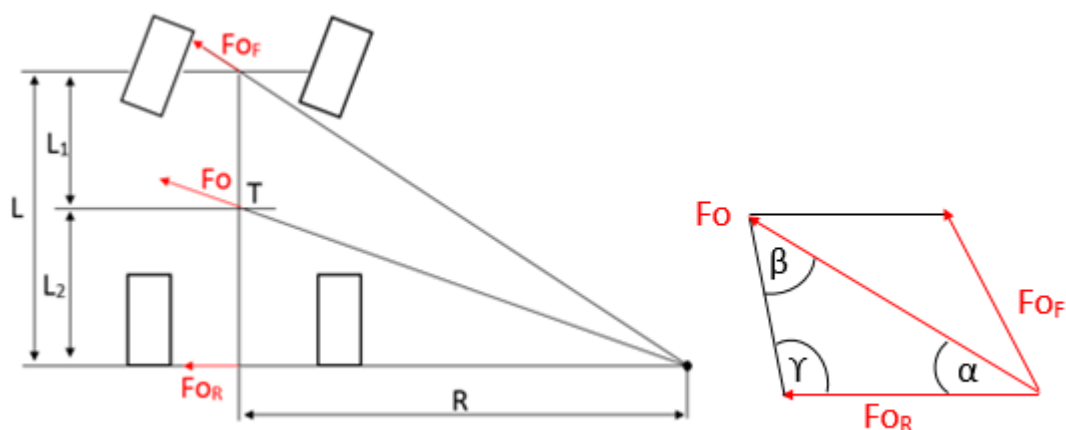
$Lacc_{max}$ [N] maximální přetížení působící při zatáčení

α , β , γ [N] úhly mezi spojnicemi středu zatáčky a těžiště vozidla

R [m] poloměr zatáčky

F_{OF} [N] odstředivá síla působící na přední nápravu

F_{OR} [N] odstředivá síla působící na zadní nápravu



Obrázek 13: působení sil při průjezdu zatáčkou

Normálová síla

Síly F_{ZF1} i F_{ZR1} značí síly působící na vnějších kolech nápravy. Na obrázku č. 14 je znázorněno působení sil, analogicky síly působí také na zadní nápravě.

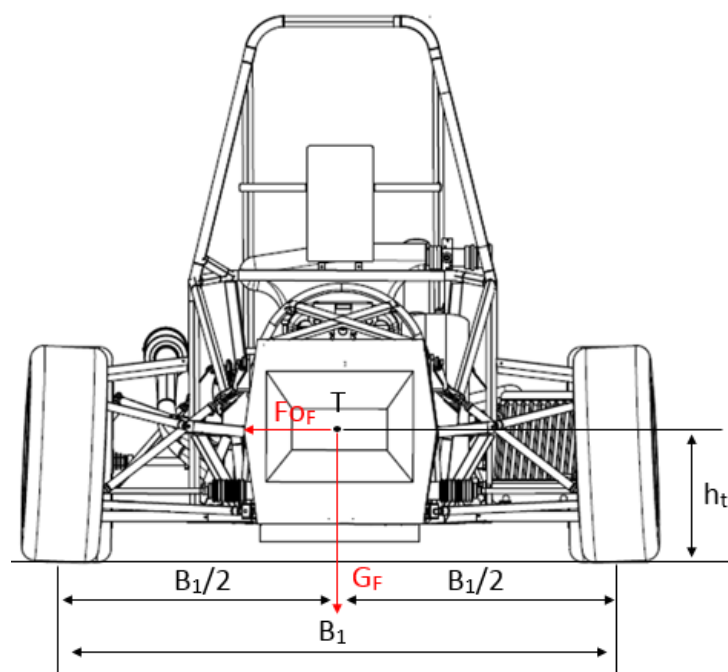
$$F_{ZFZ_1} = \frac{G_1 \cdot \frac{B_1}{2} - F_{oF} \cdot h_t}{B_1} = 1329,21 \text{ N} \quad (41)$$

$$F_{ZRZ_1} = \frac{G_2 \cdot \frac{B_2}{2} - F_{oR} \cdot h_t}{B_2} = 995,878 \text{ N} \quad (42)$$

kde:

- G_1 [N] tíha přední nápravy
- B_1 [m] rozchod předních kol
- G_2 [N] tíha zadní nápravy
- B_2 [m] rozchod zadních kol

Výpočet podélné síly opět není nutný, jelikož síla nebude vyšší, než u akceleraace a nárazu.



Obrázek 14: působení sil při průjezdu zatáčkou

4.2.8 Jízdní stav: skok

Při skoku působí na vozidlo síly normálová a podélná, v závislosti na úhlu dopadu také boční síla. Ke skoku dochází na jediném závodě – Formula Student Germany. Tohoto závodu se tým v roce 2017 neplánuje zúčastnit, proto výpočet pro jízdní stav: skok, není v této práci zahrnut.

4.2.9 Jízdní stav: náraz

Pro výpočet nárazu je nutné uvažovat proměnné, jelikož může nastat několik různých situací v závislosti na místě, kam je náraz směřován. Tento výpočet by byl velmi rozsáhlý a není podstatou této diplomové práce. Proto bude nejvyšší síla přenásobena koeficientem bezpečnosti. Určit výši koeficientu bezpečnosti není jednoduché. Např. pro vojenskou raketu, která se použije pouze jednou, se používá koeficient bezpečnosti $k = 1$, pro civilní letectvo $k = 1,5$. Výška koeficientu závisí na době používání stroje, znalosti zatížení a vlastnostech materiálu. Ramena zavěšení budou používána opakovaně, jsou zatěžována dynamicky a jsou navrhována pro závodní vůz. Na základě modelu Josepha P. Visodica pro stanovení koeficientu bezpečnosti [7] byla zvolena hodnota $k = 2$.

4.2.10 Zátěžný stav: Tilt Test

Ačkoliv Tilt Test (test náklonu) není jízdním stavem, jedná se o zátěžný stav, při němž dochází k namáhání boční silou díky náklonu vozidla na plošině do úhlu 60° . Dle pravidel [2] odpovídá testu zátěž 1,7 G. Vzhledem k tomu, že je ve výpočtech pro průjezd zatáčkou počítáno s maximálním naměřeným zatížením $L_{acc_{max}} = 1,9 \text{ G}$ z minulého roku, není potřeba Tilt Test počítat.

4.3 Vypočtené výsledky

V kapitole 4.2. byly vypočteny jednotlivé jízdní stavy, jejichž přehled je uveden v tabulce číslo 7. Nejvyšší síly v jednotlivých směrech působení jsou vyznačeny podbarvením. Ve sloupečku napravo je pak výslednice sil. Nejvyšší síla je také vyznačena podbarvením.

Tabulka 7: vypočtené výsledky sil působících na kolo při jednotlivých zátěžných stavech

		F _x [N]	F _y [N]	F _z [N]	F [N]
vozidlo v klidu	front	0	0	867	866,71
	rear		0	1370	1370
přímá jízda	front	219	0	1181	1201,1
	rear		0	1770	1783,7
nerovnost	front	1952	0	1530	2480,2
	rear		0	1796	2652,6
brzdění	front	2752	0	1835	3307,7
	rear		0	1117	2970
akcelerace	front	3177	0	-	3177,3
	rear		0	1782	3643,1
zatáčení	front	-	1252	1329	1826,2
	rear		848	996	1307,8
tilt test	front	-			
	rear				

5 Výpočet sil v programu Lotus Suspension Analysis

V kapitole 4.2. byly vypočítány síly působící na kolo. Pro výpočet sil působících na kloubové hlavice a ložiska je potřeba výpočet pomocí programu Lotus Suspension Analysis.

Výpočet programu Lotus Suspension Analysis vychází z navržené kinematiky, hmotnosti vozidla a vypočítaných sil z kapitoly 4.2.

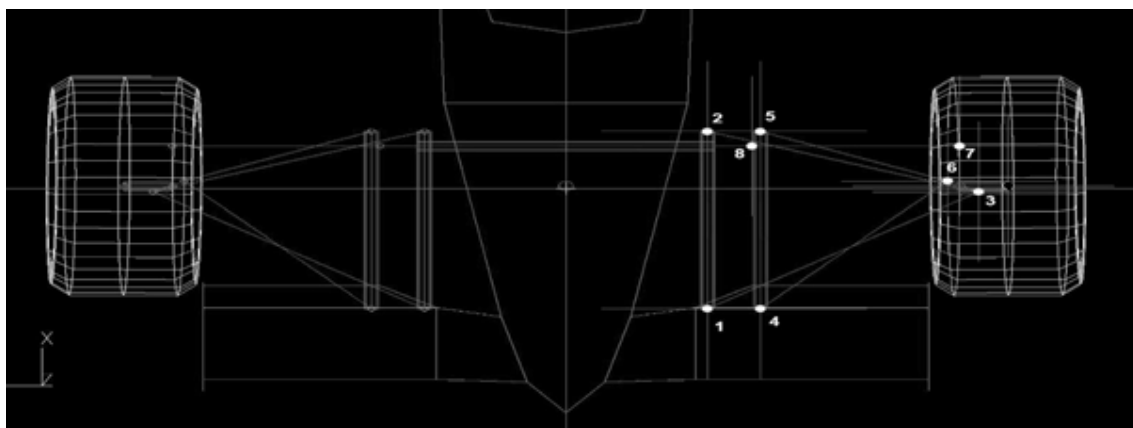
Aby byla dodržena bezpečnost návrhu a byl vzat v úvahu také náraz je potřeba hodnoty sil přenásobit koeficientem bezpečnosti. Na základě modelu Josepha P. Visodicka, jak je popsáno v kapitole 4.2.9, byl zvolen koeficient $k = 2$. V případě, že výsledky budou vycházet jako silně předimenzované, je možné koeficient bezpečnosti snížit.

V následujících tabulkách jsou hodnoty sil zvýšené o bezpečnost $k = 2$ a jejich výslednic, vypočítaných dle vzorce:

$$F(k = 2) = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (43)$$

5.1 Síly působící na přední kolo

Body, pro které byly hodnoty sil počítány jsou vyznačené na obrázku č. 15.



Obrázek 15: body zavěšení přední nápravy, na které působí vypočítané síly

Výsledky programu Lotus Suspension Analysis jsou velmi rozsáhlé. Z tohoto důvodu jsou zde uvedeny pouze nejvyšší síly působící na body předního zavěšení.

Síly uvedené v tabulce pocházejí ze všech stavů zatížení.

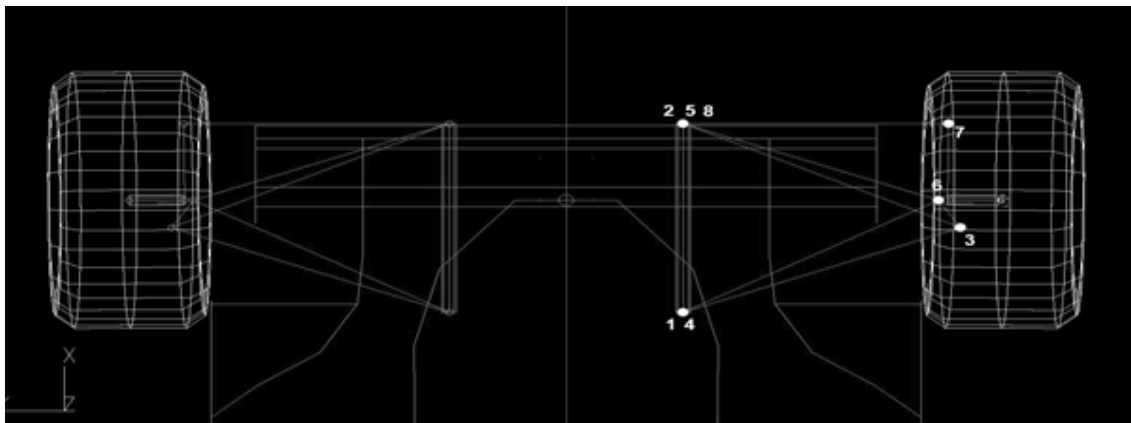
Tabulka 8: nejvyšší síly působící v bodech zavěšení předního kola

	F _x	F _y	F _z	F (k=2)
1	3216,17	-713,3	-9736,4	10278,62
2	3241,2	689,15	-8439,1	9066,35
3	6329,43	-610,94	-7312,31	9690,45
4	-1372,62	603,37	3932,6	4208,74
5	-1314,73	-477,01	2271,16	2667,25
6	189,41	1971,43	4431,1	4853,56
7	0,99	301,17	-2232,18	2252,41
8	0,99	301,17	-2232,18	2252,41

Výsledky z programu budou dále využity pro výběr vhodných kloubových ložisek a kloubových hlavic pro zakončení ramen.

5.2 Síly působící na zadní kolo

Body, pro které byly hodnoty sil počítány jsou vyznačené na obrázku č. 15.



Obrázek 16: body zavěšení zadní nápravy, na které působí vypočítané síly

Stejně jako u předchozího případu sil působících na kloubová ložiska a kloubové hlavice na předním kole, i zde jsou výsledky z programu Lotus Suspension Analysis velmi rozsáhlé. Z tohoto důvodu jsou zde uvedeny pouze nejvyšší síly působící na body zadního zavěšení.

Síly uvedené v tabulce pocházejí ze všech stavů zatížení.

Tabulka 9: nejvyšší síly působící v bodech zavěšení zadního kola

	Fx	Fy	Fz	F (k=2)
1	4814,93	-105,3	-11637,6	12594,78
2	4814,93	99,1	9301,73	10474,52
3	9436,26	913,08	-1364,3	9578,00
4	-1453,1	-650,4	3802,73	4122,5326
5	-1478,12	835,09	5306,43	5571,3924
6	-267,11	-852,8	5483,42	5555,7637
7	0,98	-451,44	-4224,81	4248,8609
8	0,91	-451,44	-4224,81	4248,8608

Výsledky z programu budou dále využity pro výběr vhodných kloubových ložisek a kloubových hlavice pro zakončení ramen.

6 Výběr kloubových hlavice a kloubových ložisek

V kapitole 5 byly vypočítány síly působící v bodech zavěšení v místech kloubových hlavice a kloubových ložisek. Tyto síly budou okrajovou podmínkou pro výběr vhodných kloubových hlavice a kloubových ložisek.

V kapitole 4.1. bylo vybráno konstrukční řešení použití kloubových hlavic na konci ramen na straně rámu a použití kloubových ložisek na konci ramen na straně těhlice.

Požadavky týmu:

- spolehlivost
- hmotnost
- cena
- materiál

Hlavním požadavkem ze strany týmu je spolehlivost ramen, tudíž by nemělo dojít k žádnému mechanickému poškození v průběhu jízdy. Je proto nutné vzít v úvahu nejvyšší síly působící v bodech zavěšení. Zároveň však tým dbá na celkovou hmotnost zavěšení. Záleží samozřejmě také na ceně, jelikož má tým v oblasti ložisek a kloubových hlavic omezený rozpočet. V neposlední řadě zněl požadavek týmu na kloubové hlavice, které mají být ocelové s povrchovou úpravou PTFE pro snížení tření.

Jelikož jsou pro tým vhodnější bezúdržbové kloubové hlavice z důvodu jednoduchosti použití, byl následující výběr proveden mezi kloubovými hlavicemi, které nepotřebují v průběhu životnosti přimazávat.

6.1 Výběr kloubových hlavic

Z přechozích let má tým dobré zkušenosti s ložisky značek SKF a Fluro, proto byl následný výběr proveden z nabídky těchto dvou výrobců.

Na kloubové hlavice působí síly v bodech 1, 2, 4, 5 a 8, znázorněné na obrázcích 15 a 16 v kapitole 5.

6.1.1 Výběr kloubových hlavic pro přední zavěšení

Na ramena předního zavěšení působí síly uvedené v tabulce č. 10. O které body zavěšení se jedná je uvedeno na obrázku 15 v kapitole 5.1.

Řídící tyč je z důvodu možnosti nastavení řešena zakončením kloubovými hlavicemi na obou stranách.

Tabulka 10: síly působící na kloubové hlavice předního zavěšení

	F (k=2) [kN]
1	10,279
2	9,066
4	4,208
5	2,667
7	2,252
8	2,252

Výběr ložisek byl proveden na základě vypočítaných sil (kapitola 5) a na základě požadavků týmu. Výběr proběhl mezi kloubovými hlavici značky SKF a Fluro. Hodnoty k jednotlivým hlavici byly získány ze zdrojů [11] a [12].

Tabulka 11: kloubové hlavice pro návrh předního zavěšení

kloubové hlavice	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	kritické body
Fluro GAXSW 6	9,3	20	1
Fluro GAXSW 8	16,7	33	-
SKF SA 6 C	3,6	17	1, 2, 4
SKF SA 8 C	5,85	30	1, 2
SKF SA 10 C	8,65	53	1, 2
SKF SA 12 C	11,4	78	-

Ačkoliv byly zatěžující síly počítány s dvojnásobnou hmotností automobilu a následně byly přenásobeny koeficientem bezpečnosti, je při výběru kloubových hlavíc dbáno na to, aby dynamické zatížení kloubových hlavíc bylo vyšší, než vypočítané síly.

Následující tabulky jsou sestaveny jako možnosti výběru kloubových hlavíc. Tabulka 12 znázorňuje celkovou hmotnost a cenu při výběru kloubových hlavíc značky Fluro, tabulka 13 znázorňuje stejné hodnoty kloubových hlavíc SKF. Tabulka 14 znázorňuje stejné hodnoty při kombinaci značek s ohledem na nejmenší hmotnost a tabulka 15 s ohledem na nejmenší cenu.

Tabulka 12: kloubové hlavice značky Fluro, přední zavěšení

bod	hlavice	vypočítaná síla [kN]	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	cena [Kč]
1	Fluro GAXSW 8	10,279	16,7	33	724
2	Fluro GAXSW 6	9,066	9,3	20	663
4	Fluro GAXSW 6	4,208	9,3	20	663
5	Fluro GAXSW 6	2,667	9,3	20	663
7	Fluro GAXSW 6	2,252	9,3	20	663
8	Fluro GAXSW 6	2,252	9,3	20	663
Σ	Fluro GAXSW 6			133	4039

Tabulka 13: kloubové hlavice značky SKF, přední zavěšení

bod	hlavice	vypočítaná síla [kN]	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	cena [Kč]
1	SKF SA 12 C	10,279	11,4	78	718
2	SKF SA 12 C	9,066	11,4	78	718
4	SKF SA 8 C	4,208	5,85	30	599
5	SKF SA 6 C	2,667	3,6	17	435
7	SKF SA 6 C	2,252	3,6	17	435
8	SKF SA 6 C	2,252	3,6	17	435
Σ				237	3340

Tabulka 14: kloubové hlavice kombinace značek SKF a Fluro – nejnižší hmotnost, přední zavěšení

bod	hlavice	vypočítaná síla [kN]	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	cena [Kč]
1	Fluro GAXSW 8	10,279	16,7	33	724
2	Fluro GAXSW 6	9,066	9,3	20	663
4	Fluro GAXSW 6	4,208	9,3	20	663
5	SKF SA 6 C	2,667	3,6	17	435
7	SKF SA 6 C	2,252	3,6	17	435
8	SKF SA 6 C	2,252	3,6	17	435
Σ				124	3355

Tabulka 15: kloubové hlavice kombinace značek SKF a Fluro – nejnížší cena, přední zavěšení

bod	hlavice	vypočítaná síla [kN]	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	cena [Kč]
1	Fluro GAXSW 8	10,279	16,7	33	724
2	Fluro GAXSW 6	9,066	9,3	20	663
4	SKF SA 8 C	4,208	5,85	30	599
5	SKF SA 6 C	2,667	3,6	17	435
7	SKF SA 6 C	2,252	3,6	17	435
8	SKF SA 6 C	2,252	3,6	17	435
Σ				134	3291

Z tabulky 16 porovnání hmotností a cen vychází nejhůře výběr ložisek SKF. Hmotnost je zdaleka nejvyšší a cena není nejnížší. Ložiska Fluro jsou podstatně dražší, naopak hmotnost je velmi příznivá. Na základě malého rozdílu mezi cenou bylo rozhodnuto ve prospěch výběru kombinace značek SKF a Fluro s nejnížší hmotností (tabulka 14). Není nutno uvažovat cenu za poštovné a balné, jelikož kvůli dalším soustavám formule bude zboží objednáváno od obou dodavatelů.

Tabulka 16: porovnání hmotností a cen možných variant kloubových ložisek pro přední zavěšení

	hmotnost	cena
Fluro	133 g	4 039 Kč
SKF	237 g	3 340 Kč
kombinace - hmotnost	124 g	3 355 Kč
kombinace - cena	134 g	3 291 Kč

6.1.2 Výběr kloubových hlavíc pro zadní zavěšení

Na zadní zavěšení působí síly uvedené v tabulce 17. O které body zavěšení se jedná je znázorněno na obrázku 16 v kapitole 5.2. Spojovací tyč je z důvodu možnosti nastavení řešena zakončením kloubovými hlavicemi na obou stranách.

Tabulka 17: síly působící na kloubové hlavice zadního zavěšení

	F (k=2)
1	12594,78
2	10474,52
4	4122,53
5	5571,39
7	4248,86
8	4248,86

Při výběru kloubových hlavic pro zadní zavěšení bylo využito stejného postupu jako u výběru kloubových hlavic pro přední zavěšení, jak bylo popsáno v kapitole 6.1.1. a výběr byl proveden mezi kloubovými hlavicemi z tabulky 18.

Tabulka 18: kloubové hlavice pro návrh zadního zavěšení

kloubové hlavice	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	cena [Kč]	kritické body
Fluro GAXSW 6	9,3	20	663	1
Fluro GAXSW 8	16,7	33	724	-
SKF SA 6 C	3,6	17	435	1, 2, 4
SKF SA 8 C	5,85	30	599	1, 2
SKF SA 10 C	8,65	53	663	1, 2
SKF SA 12 C	11,4	78	718	1
SKF SA 15 C	18	130	782	-

Také zde bylo při výběru dbáno na to, aby dynamické zatížení kloubových hlavic bylo vyšší, než vypočítané síly.

Následující tabulky jsou sestaveny jako možnosti výběru kloubových hlavic SKF, Fluro, kombinací obou značek s ohledem na nejnižší hmotnost a nejvyšší cenu.

Tabulka 19: kloubové hlavice značky Fluro, zadní zavěšení

bod	hlavice	vypočítaná síla [kN]	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	cena [Kč]
1	Fluro GAXSW 8	12,595	16,7	33	724
2	Fluro GAXSW 8	10,475	16,7	33	724
4	Fluro GAXSW 6	4,123	9,3	20	663
5	Fluro GAXSW 6	5,571	9,3	20	663
7	Fluro GAXSW 6	4,249	9,3	20	663
8	Fluro GAXSW 6	4,249	9,3	20	663
Σ				146	4100

Tabulka 20: kloubové hlavice značky SKF, zadní zavěšení

bod	hlavice	vypočítaná síla [kN]	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	cena [Kč]
1	SKF SA 15 C	12,595	18	130	782
2	SKF SA 12 C	10,475	11,4	78	718
4	SKF SA 8 C	4,123	5,85	30	599
5	SKF SA 8 C	5,571	5,85	30	599
7	SKF SA 8 C	4,249	5,85	30	599
8	SKF SA 8 C	4,249	5,85	30	599
Σ				328	3896

Tabulka 21: kloubové hlavice kombinace značek SKF a Fluro – nejnížší hmotnost, zadní zavěšení

bod	hlavice	vypočítaná síla [kN]	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	cena [Kč]
1	Fluro GAXSW 8	12,595	16,7	33	724
2	Fluro GAXSW 8	10,475	16,7	33	724
4	Fluro GAXSW 6	4,123	9,3	20	663
5	Fluro GAXSW 6	5,571	9,3	20	663
7	Fluro GAXSW 6	4,249	9,3	20	663
8	Fluro GAXSW 6	4,249	9,3	20	663
Σ				146	4100

Jak je vidět z tabulky 21, pro dosažení nejnížší hmotnosti vyháží výběr jen z kloubových hlavíc Fluro.

Tabulka 22: kloubové hlavice kombinace značek SKF a Fluro – nejnížší cena, zadní zavěšení

bod	hlavice	vypočítaná síla [kN]	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	cena [Kč]
1	Fluro GAXSW 8	12,595	16,7	33	724
2	SKF SA 12 C	10,475	11,4	78	718
4	SKF SA 8 C	4,123	5,85	30	599
5	SKF SA 8 C	5,571	5,85	30	599
7	SKF SA 8 C	4,249	5,85	30	599
8	SKF SA 8 C	4,249	5,85	30	599
Σ				231	3838

Z tabulky 23 porovnání hmotností a cen vychází opět nejhůře výběr kloubových hlavíc SKF. Hmotnost je zdaleka nejvyšší a cena není nejnížší. Kloubové hlavice Fluro jsou sice

nejdražší, nicméně jejich hmotnost je natolik nízká, že je možné dát této variantě přednost před kombinací zaměřenou na nejnižší cenu. Kombinace zaměřená na nejnižší hmotnost neexistuje, jelikož opět vychází výběr kloubových hlavice pouze z nabídky značky Fluro.

Na základě těchto faktů byly pro zadní zavěšení vybrány kloubové hlavice značky Fluro z tabulky 19.

Tabulka 23: porovnání hmotností a cen možných variant kloubových ložisek pro zadní zavěšení

	hmotnost	cena
Fluro	146 g	4 100 Kč
SKF	328 g	3 896 Kč
kombinace - cena	231 g	3 838 Kč

6.2 Výběr kloubových ložisek

Pro výběr kloubových ložisek platí stejná kritéria, jako platila pro výběr kloubových hlavice, ta jsou popsána na začátku kapitoly 6.

Z předchozích let má tým dobré zkušenosti s kloubovými ložisky firem SKF a Fluro.

Tabulka 24: kloubová ložiska pro návrh předního zavěšení

ložiska	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	kritické body
Fluro GE FO 8	8,1	14	3
Fluro GE FO 10	10,8	21	-
SKF GE 10 C	8,6	12	3
SKF GE 12 C	11,4	17	-

Výběr kloubových ložisek pro přední a zadní zavěšení vychází z naprosto stejných tabulek, protože působící síly jsou na přední i zadní straně téměř stejné a vyhovují jim stejná ložiska. Proto není výběr ložisek rozdělen do podkapitol výběru kloubových ložisek pro přední a zadní nápravu.

Síly působící na kloubová ložiska předního a zadního zavěšení jsou uvedeny v tabulce 25. O které body se jedná je uvedeno na obrázcích 15 a 16 v kapitole 5.1. a 5.2.

Tabulka 25: síly působící na kloubová ložiska předního a zadního zavěšení

	F (k=2) přední	F (k=2) zadní
3	9690,45	9578,00
6	4853,56	5555,76

V tabulce 24 jsou uvedeny kloubové hlavice, které pro návrh ramen zavěšení přicházejí v úvahu. V následujících tabulkách jsou provedeny výběry kloubových ložisek SKF, Fluro a jejich kombinace s ohledem na nejnižší hmotnost a cenu.

Tabulka 26: kloubová ložiska Fluro pro návrh předního a zadního zavěšení

bod	ložisko	vypočítaná síla [kN]	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	cena [Kč]
3	Fluro GE FO 10	9,691	10,8	21	436
6	Fluro GE FO 8	4,854	8,1	14	379
Σ				35	815

Tabulka 27: kloubová ložiska SKF pro návrh předního a zadního zavěšení

bod	ložisko	vypočítaná síla [kN]	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	cena [Kč]
3	SKF GE 12 C	9,691	11,4	17	381
6	SKF GE 10 C	4,854	8,6	12	302
Σ				29	683

Tabulka 28: kombinace kloubových ložisek SKF a Fluro – nejnižší hmotnost

bod	ložisko	vypočítaná síla [kN]	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	cena [Kč]
3	SKF GE 12 C	9,691	11,4	17	381
6	SKF GE 10 C	4,854	8,6	12	302
Σ				29	683

Tabulka 29: kombinace kloubových ložisek SKF a Fluro – nejnižší cena

bod	ložisko	vypočítaná síla [kN]	dynamické zatížení [kN]	hmotnost [g]	cena [Kč]
3	SKF GE 12 C	9,691	11,4	17	381
6	SKF GE 10 C	4,854	8,6	12	302
Σ				29	683

Jak lze vidět z tabulek, neexistují kombinace pro ložiska SKF a Fluro s ohledem na nejnižší hmotnost, ani cenu. Nejlépe zde ve všech požadavcích vychází ložiska SKF pro oba body. Na tomto základě byla zvolena ložiska SKF pro oba body předního i zadního zavěšení.

7 Konstrukční návrh ocelových ramen

Jak bylo na základě výsledků rozhodnuto v dřívějších kapitolách, nejlepším možným návrhem jsou ocelová, svařovaná ramena. Použitým materiálem je ocel třídy 15 230.

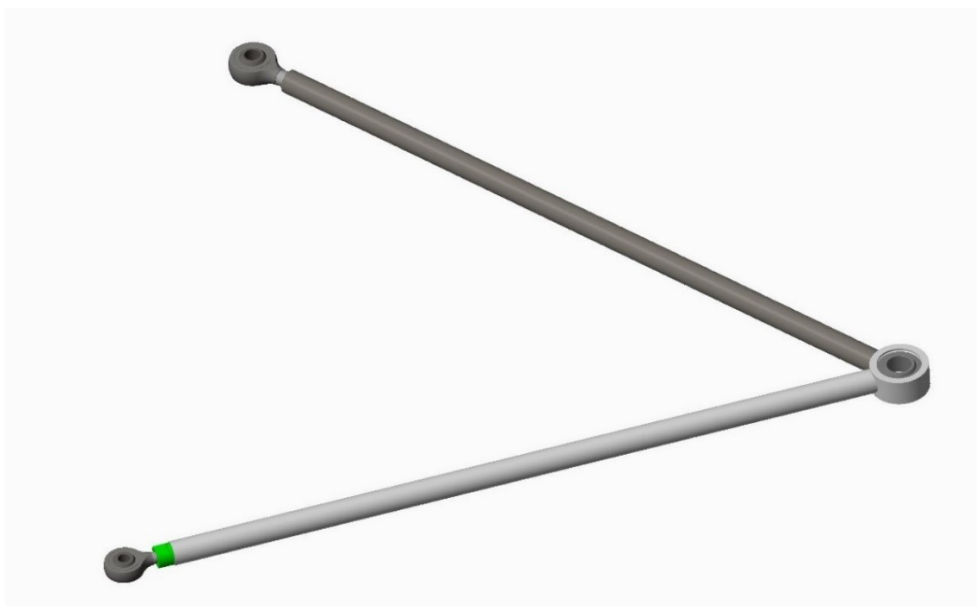
Tým Formula TU Ostrava používá více systémů pro tvorbu 3D dat, proto byl konstrukční návrh ocelových ramen proveden v programu PTC Creo Parametric 3.0 a Autodesk Inventor Professional 2015. Kompletní modelová i výkresová dokumentace je v příloze.

7.1 Návrh předních ramen

Přední ramena se skládají z horního a dolního ramene. Horní i spodní rameno se vždy skládá z kroužku pro ložisko, ramene A, ramene B, ložiska a dvou kloubových hlavice. V případě použití kloubové hlavice, která má menší průměr závitu, než je vnitřní průměr trubky, je součástí návrhu také závitová vložka. K ramenům patří také přední řídicí tyč a zadní spojovací tyč, obě se skládají z tyče, vložek a kloubových hlavice.

Spodní rameno

Spodní rameno se skládá z ramene A a ramene B, jejichž základním konstrukčním prvkem jsou bezešvé trubky o vnějším průměru 12 mm a vnitřním průměru 8 mm, kroužku pro ložisko, ložiska SKF GE 12 C, kloubové hlavice Fluro GAXSW 6 na konci ramene A a závitové vložky, kloubové hlavice Fluro GAXSW 8 na konci ramene B.

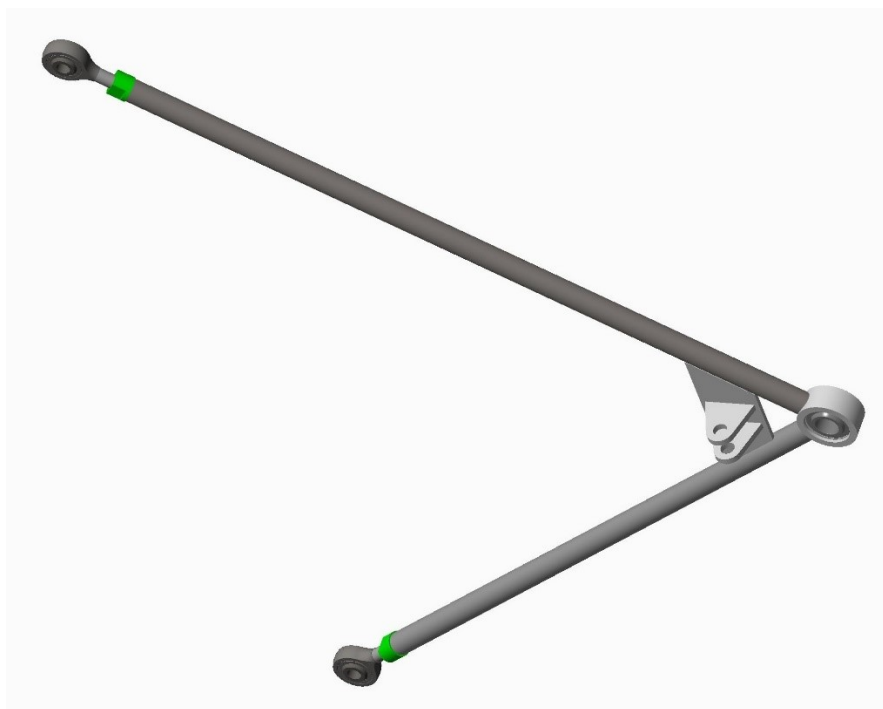


Obrázek 17: Návrh předního spodního ramene

Hmotnost ramene je 463 g. Detailní popis hmotnosti je v tabulce 30.

Horní rameno

Horní rameno se skládá z ramene A a ramene B, jejichž základním konstrukčním prvkem jsou bezešvé trubky o vnějším průměru 10 mm a vnitřním průměru 7 mm, kroužku pro ložisko, ložiska SKF GE 10 C, kloubové hlavice Fluro GAXSW 6 na konci ramene A a závitové vložky, kloubové hlavice SKF SA 6 C a závitové vložky na konci ramene B. K ramenům je také přivařena konzola s držáky pull-rodu.



Obrázek 18: Návrh předního horního ramene

Hmotnost ramene je 375 g. Detailní popis hmotností je v tabulce 30.

Řídící tyč

Řídící tyč se skládá z ocelové bezešvé trubky o vnějším průměru 10 mm a vnitřním průměru 7 mm, dvou vložek a dvou kloubových hlavic SKF SA 6 C.



Obrázek 19: návrh přední tyče řízení

Hmotnost řídící tyče 136 g. Detailní popis hmotností je v tabulce 30.

Tabulka 30: popis hmotností předního zavěšení

přední spodní	m [g]	ks	přední horní	m [g]	ks	řídící tyč	m [g]	ks
kroužek	31,22	1	kroužek	23,13	1	tyč	91,86	1
rameno A	175,65	1	rameno A	88,53	1	vložka	5,21	2
rameno B	178,60	1	rameno B	96,36	1	SKF SA 6 C	17,00	2
vložka	7,22	1	vložka	5,21	2	sestava	136,28	1
Fluro GAXSW 6	20,00	1	Fluro GAXSW 6	20,00	1			
Fluro GAXSW 8	33,00	1	SKF SA 6 C	17,00	1			
SKF GE 12 C	17,00	1	SKF GE 10 C	120,00	1			
sestava	462,68	1	konzola	19,66	1			
			sestava	375,44	1			

Hmotnost ramen předního zavěšení činí 974 g.

7.2 Konstrukční návrh zadních ramen

Zadní ramena jsou navrhována analogicky k předním. Také se skládají z horního a spodního ramena - horní i spodní rameno se vždy skládá z kroužku pro ložisko, ramene A, ramene B, ložiska a dvou kloubových hlavic. V případě použití kloubové hlavice, která má menší průměr závitů, než je vnitřní průměr trubky, je součástí návrhu také závitová vložka.

Spodní rameno

Spodní rameno se skládá z ramene A a ramene B, jejichž základním konstrukčním prvkem jsou bezešvé trubky o vnějším průměru 12 mm a vnitřním průměru 8 mm, kroužku pro ložisko, ložiska SKF GE 12 C, kloubových hlavic Fluro GAXSW 8 na konci obou ramen. Součástí je také konzola pro uchycení push-rodu.

Hmotnost ramene je 639 g. Detailní popis hmotností je uveden v tabulce 31.

Tabulka 31: popis hmotností zadního zavěšení

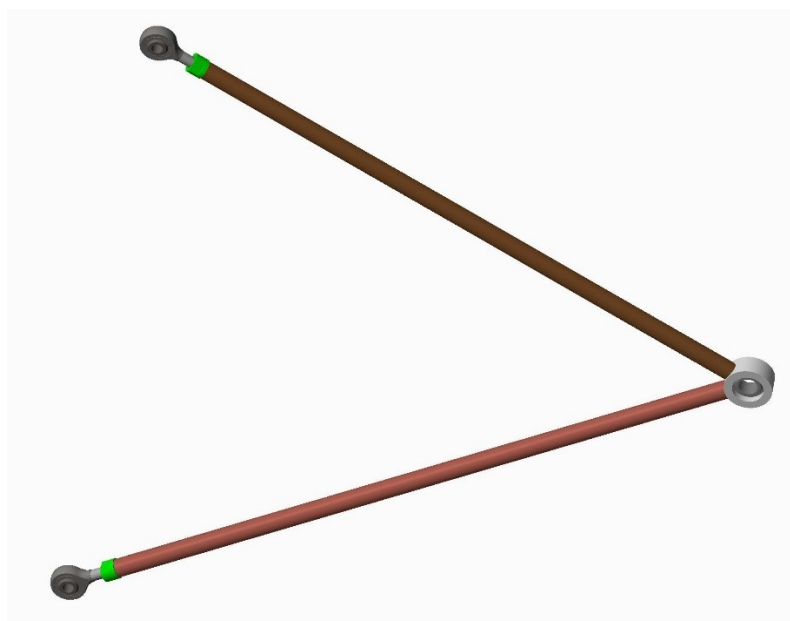
zadní spodní	m [g]	ks	zadní horní	m [g]	ks	spojovací tyč	m [g]	ks
kroužek	31,22	1	kroužek	23,13	1	tyč	113,81	1
rameno A	182,53	1	rameno A	104,83	1	vložka	5,21	2
rameno B	189,42	1	rameno B	114,23	1	Fluro GAXSW 6	20,00	2
Fluro GAXSW 8	33,00	2	vložka	5,21	2	sestava	164,23	1
SKF GE 12 C	170,00	1	Fluro GAXSW 6	20,00	2			
konzola	25,77	1	SKF GE 10 C	120,00	1			
sestava	639,17	1	sestava	412,61	1			



Obrázek 20: Návrh zadního spodního ramene

Horní rameno

Horní rameno se také skládá z ramene A a ramene B, jejichž základním konstrukčním prvkem jsou bezešvé trubky o vnějším průměru 10 mm a vnitřním průměru 7 mm, kroužku pro ložisko, ložiska SKF GE 10 C, kloubových hlavice Fluro GAXSW 6 a závitových vložek na koncích obou ramen.



Obrázek 21: Návrh zadního horního ramene

Hmotnost ramene je 413 g. Detailní popis hmotností je v uvedené tabulce 31.

Spojovací tyč

Spojovací tyč se skládá z ocelové bezešvé trubky o vnějším průměru 10 mm a vnitřním průměru 7 mm, dvou vložek a dvou kloubových hlavíc Fluro GAXSW 6.

Hmotnost spojovací tyče je 164 g. Detailní popis hmotností je uveden v tabulce 31.

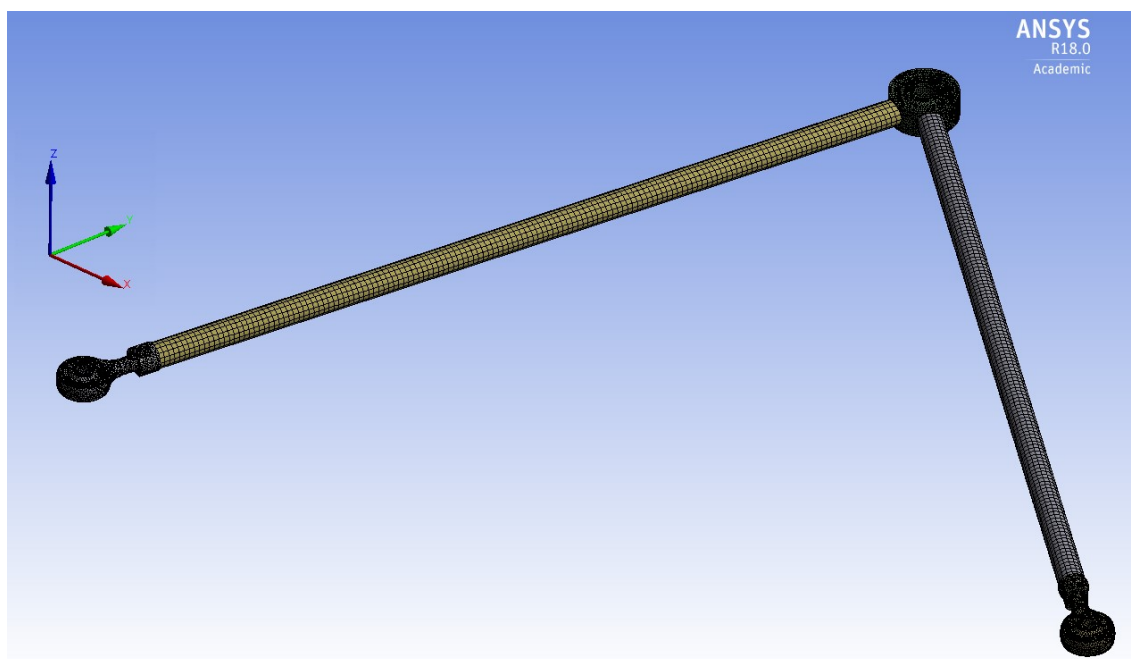
Hmotnost ramen zadního zavěšení činí 1216 g.



Obrázek 22: návrh zadní spojovací tyče

7.3 Pevnostní analýza ramen

Pevnostní analýza ramen byla provedena pomocí metody konečných prvků v programu ANSYS. Součásti byly rozděleny na elementy, jejichž výsledná síť čítala okolo 150 000 elementů a 238 000 nodů, přičemž síť v oblasti kloubových hlavíc a ložisek byla zhuštěna.



Obrázek 23: rameno se sítí

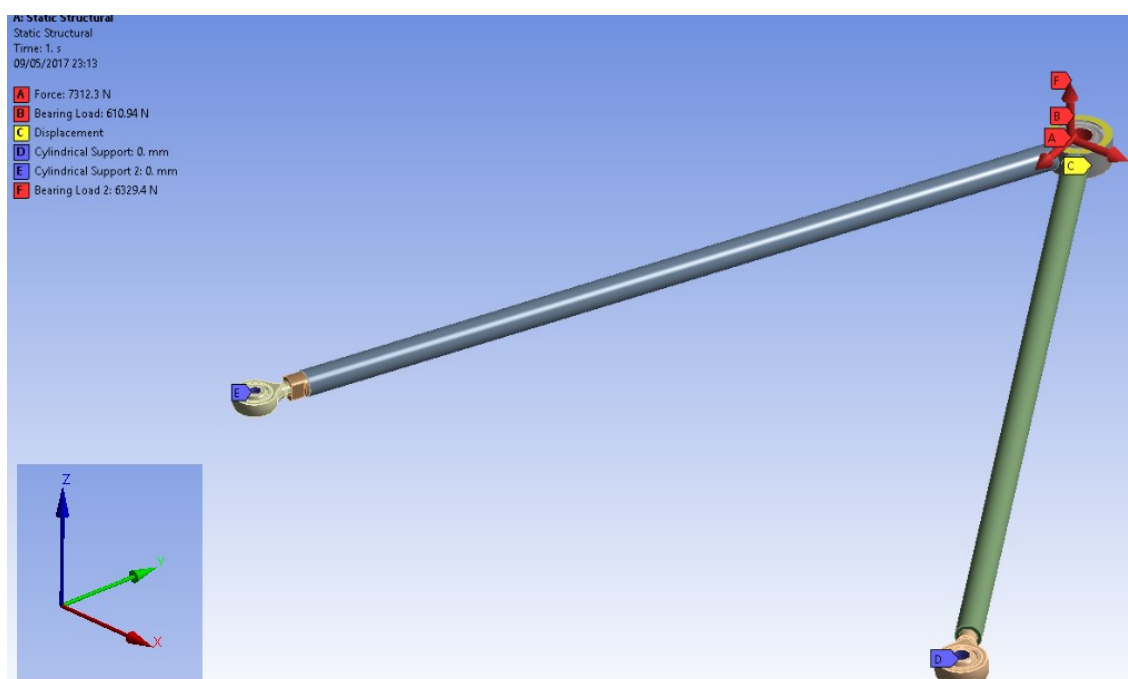
Výpočet byl proveden pro maximální zatěžující síly uvedené v kapitole 4.3. v tabulce 7.

Nejdůležitějším místem, pro který potřebujeme znát výsledky je oblast svařených spojů konců ramen s kroužkem pro ložisko. Proto byly okrajové podmínky nastaveny tak, aby zadané síly působily právě v oku ložiska.

Výpočet pevnosti

Spodní rameno je v obou případech zatěžováno více, než horní rameno. Místo zatížení je zde uložení ložiska, kam byly vloženy síly v osách x, y a z, kloubové hlavice jsou zajištěny cylindrickou vazbou. Ukázka zadávání sil je na obrázku č. 23.

Výpočet pevnosti proběhl na ramenech bez konzolí pro uchycení push-rodu a pull-rodu, jelikož navařením konzolí dojde ke zpevnění ramen a tím chtěl znát výsledky čistě zatížení ramen.



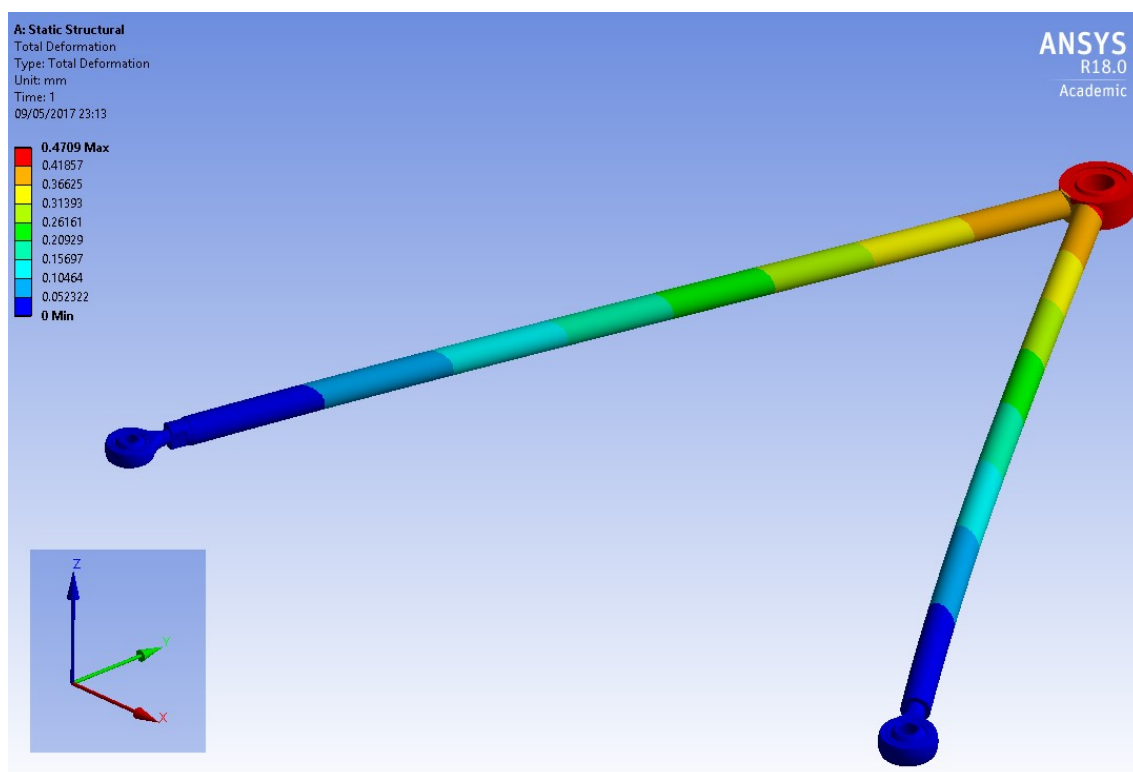
Obrázek 24: ukázka zadávání sil

7.3.1 Grafické zpracování

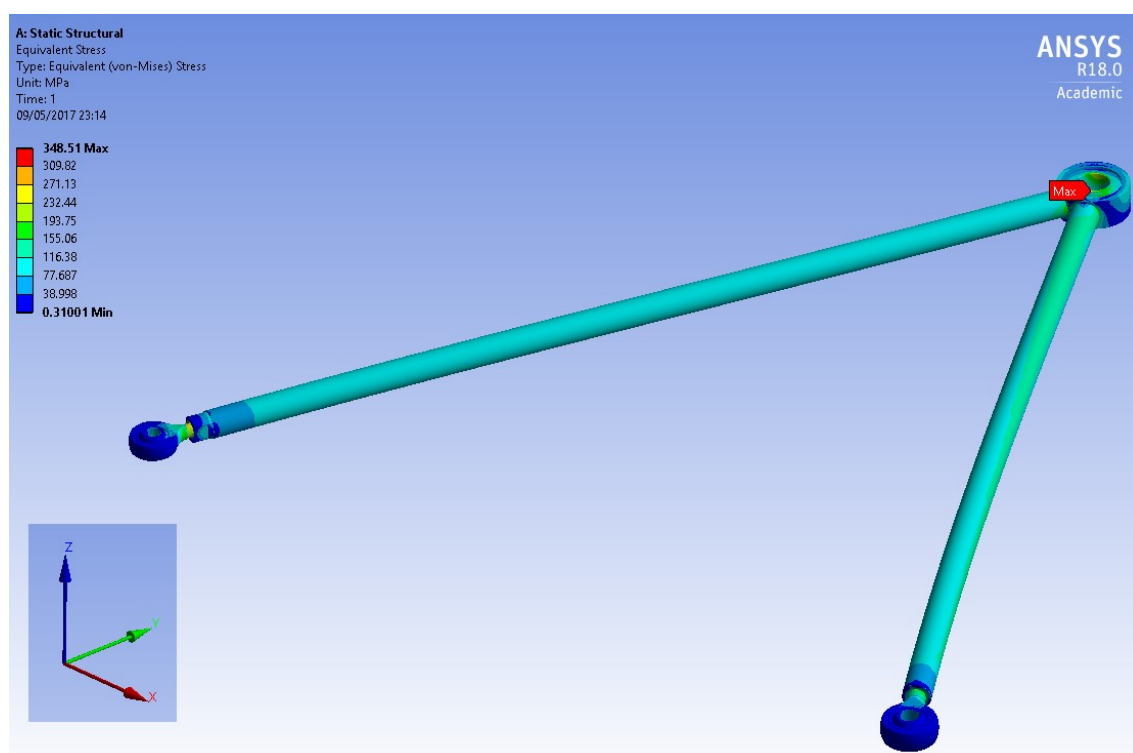
Na následujících stránkách je zobrazeno grafické zpracování. Součástí jsou v něm znázorněny vždy dvěma obrázky – obrázkem značícím velikosti deformace v mm a obrázkem zobrazujícím velikosti maximálních napětí.

Výsledky jsou shrnuty v kapitole 7.4. Zhodnocení výsledků.

Přední spodní rameno

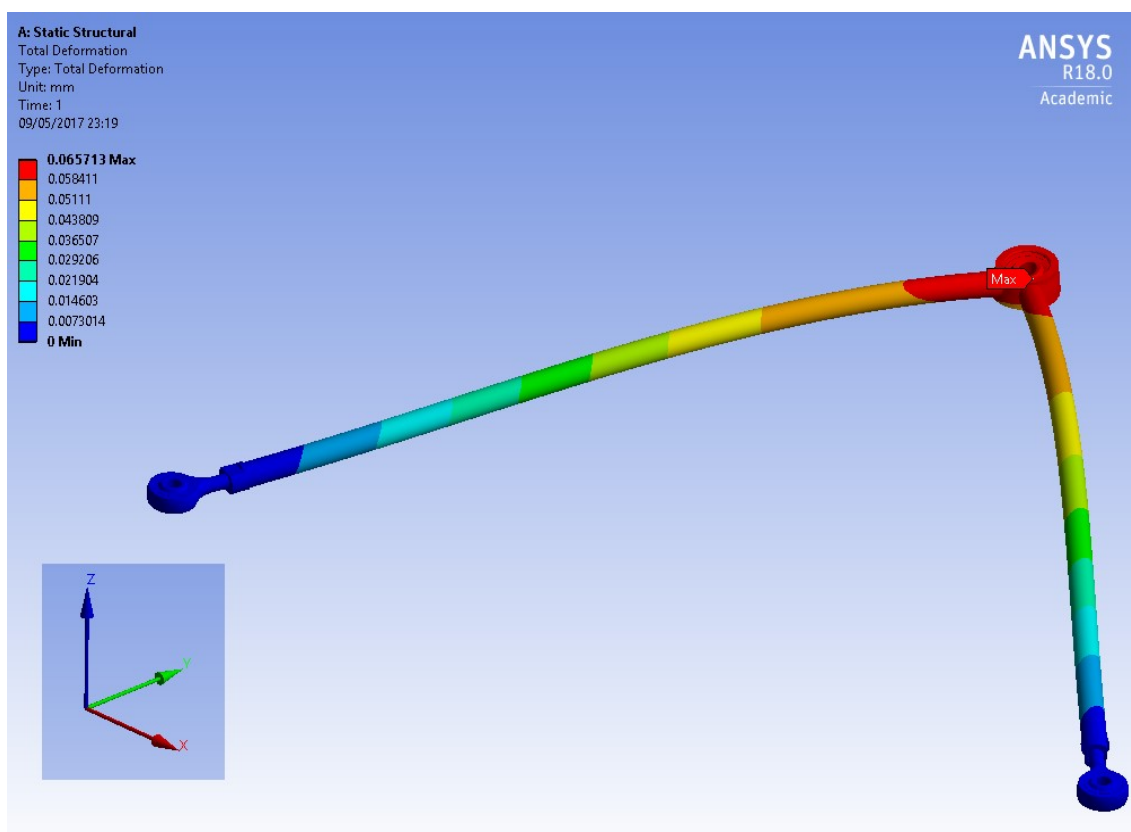


Obrázek 25: deformace předního spodního ramena

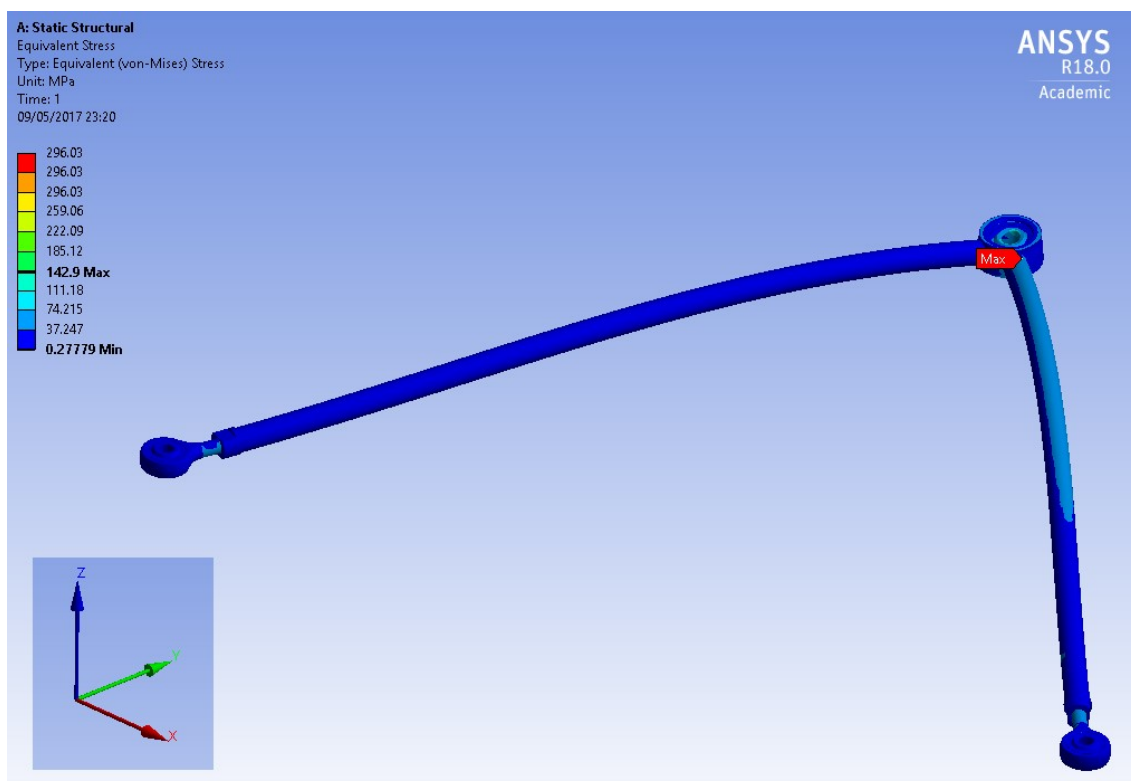


Obrázek 26: maximální napětí předního spodního ramena

Přední horní rameno

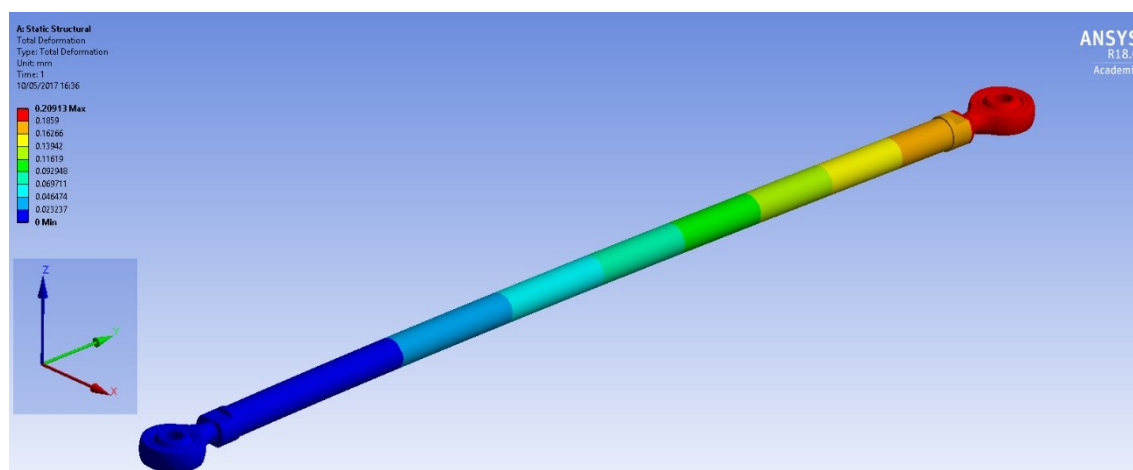


Obrázek 27: deformace předního horního ramena

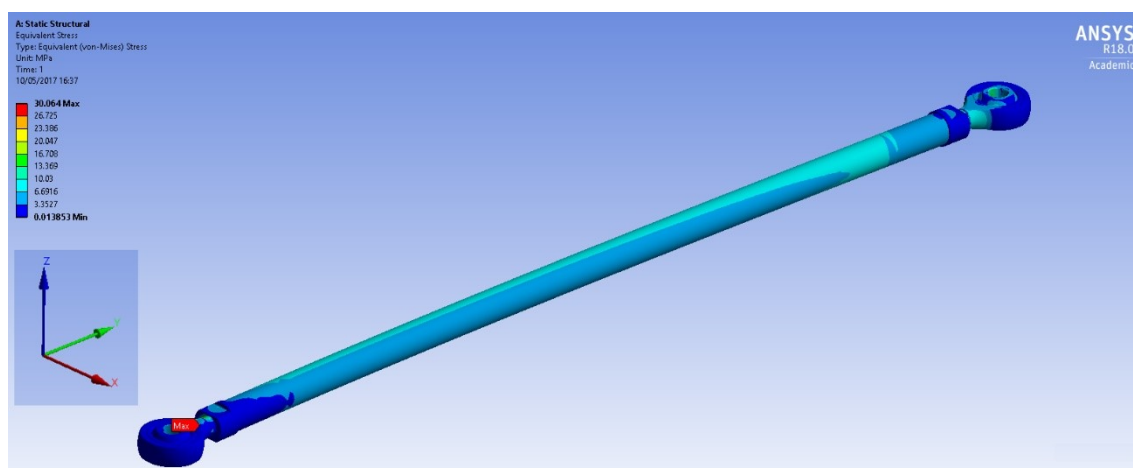


Obrázek 28: maximální napětí předního horního ramena

Tyč řízení

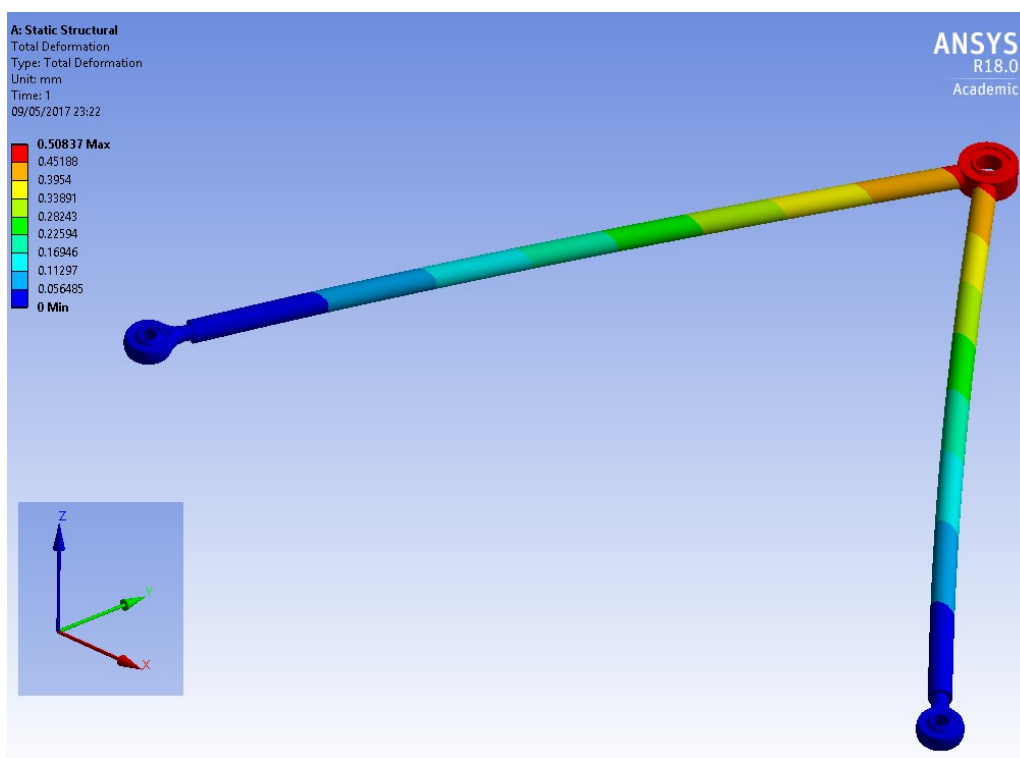


Obrázek 29: deformace tyče řízení

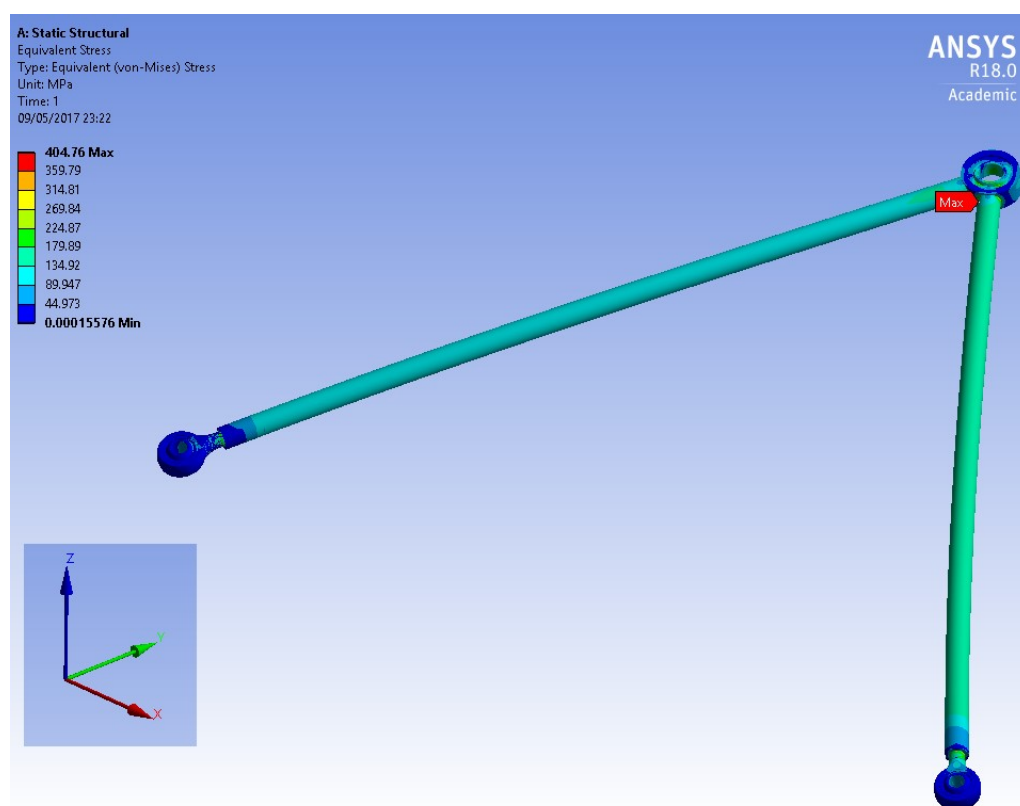


Obrázek 30: maximální napětí tyče řízení

Zadní spodní rameno

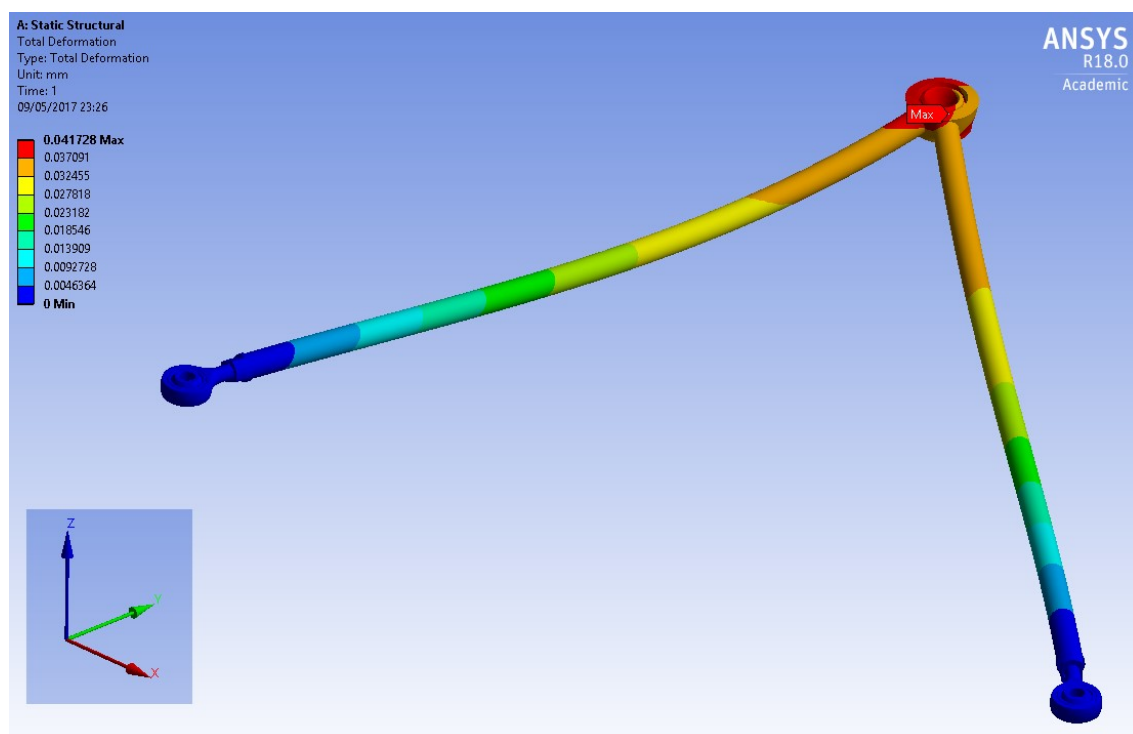


Obrázek 31: deformace zadního spodního ramena

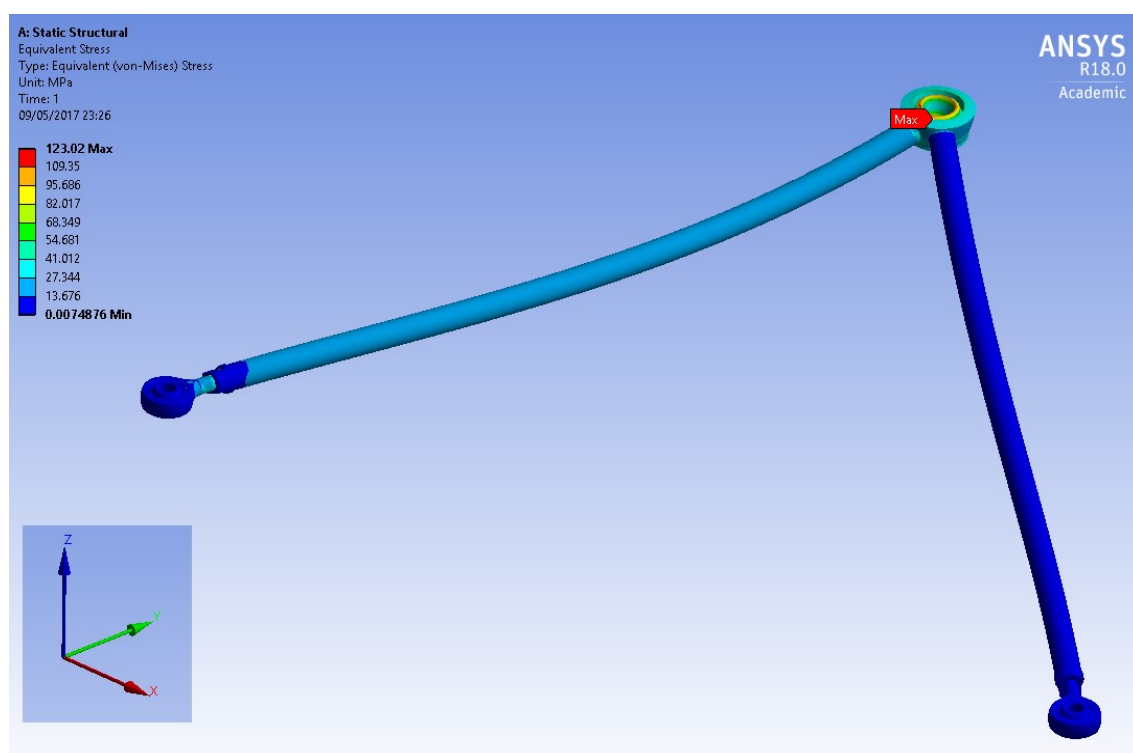


Obrázek 32: maximální napětí zadního spodního ramena

Zadní horní rameno

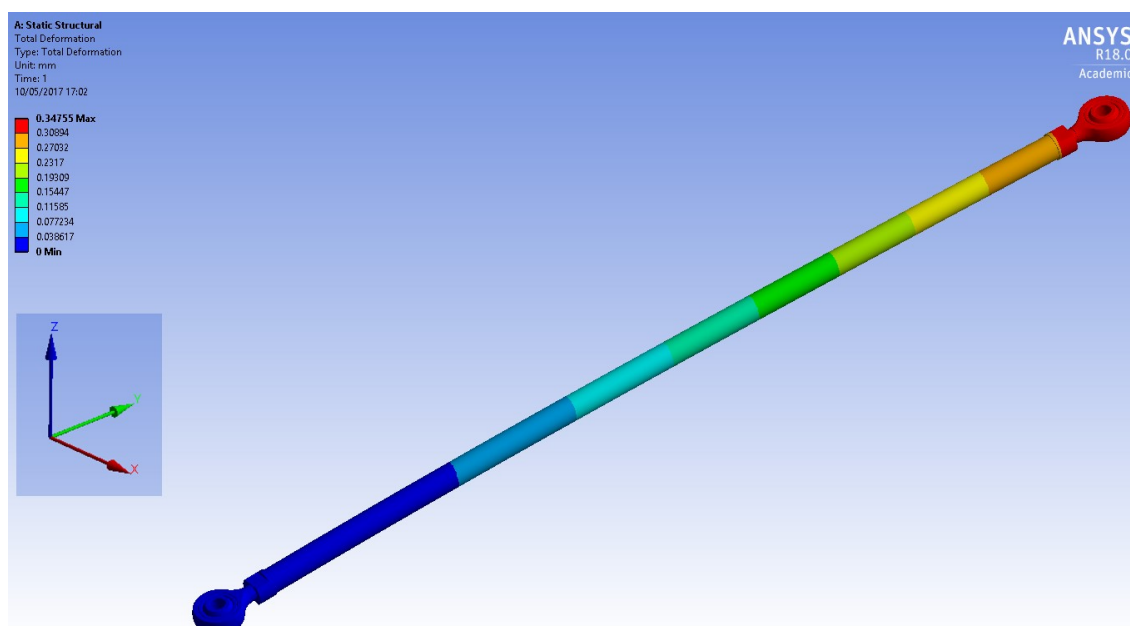


Obrázek 33: deformace zadního horního ramena

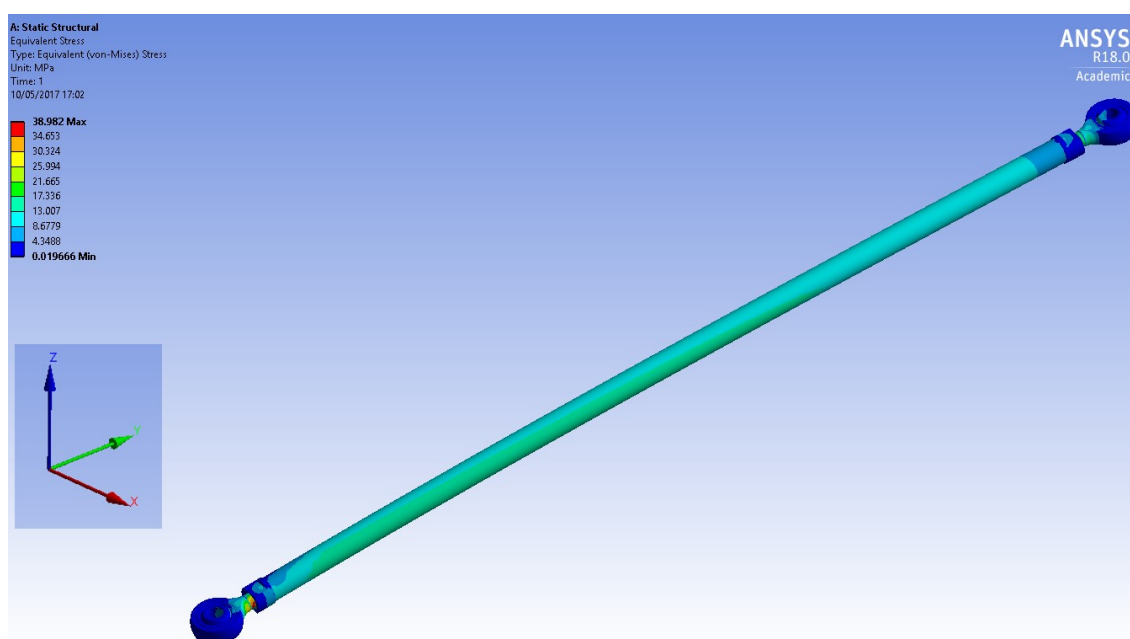


Obrázek 34: maximální napětí zadního horního ramena

Spojovací tyč



Obrázek 35: deformace spojovací tyče



Obrázek 36: maximální napětí spojovací tyče

7.4 Zhodnocení výsledků

Při simulacích bylo dosaženo všech potřebných výsledků. Nejvíce zatěžovaná jsou spodní ramena. Pro konstrukci byl vybrán materiál 15 230, jehož pevnost v tahu $R_m = 1000 - 1200$ MPa a mez kluzu $R_e = 850$ MPa. Byl proveden kontrolní výpočet bezpečnosti dle rovnice:

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma} \quad (44)$$

kde:

k_k [-] kontrola bezpečnosti

R_e [MPa] mez kluzu materiálu

σ [MPa] maximální napětí

Tabulka 32: porovnání výsledků z MKP

Přední	deformace [mm]	napětí [MPa]	bezpečnost [-]
spodní rameno	0,419	348,510	2,439
horní rameno	0,066	296,030	2,871
řídící tyč	0,186	30,064	28,273
zadní			
spodní rameno	0,452	359,790	2,362
horní rameno	0,042	123,020	6,909
spojovací tyč	0,309	38,982	21,805

Z tabulky 32 je vidět, že všechny návrhy vyhovují. K maximálnímu posunutí dochází u zadního spodního ramene, kde deformace činí 0,5 mm. Po konzultaci s týmem bylo rozhodnuto, že vzhledem k tomu, že je počítáno s hmotností formule, pilota i paliva a s bezpečností $k = 2$, jsou tyto výsledky vyhovující.

Na základě těchto výsledků doporučuji takto navržená ramena vyrobit a otestovat.

Tato ramena zavěšení by bylo možné optimalizovat. Mezi možnosti patří výběr jiného materiálu, použití trubek s tenčí stěnou a použití jiných kloubových hlavice a ložisek. Těmito optimalizacemi by případně mohlo být možné dosáhnout nižší hmotnosti a ceny.

Tato diplomová práce je první studií, týkající se návrhu ramen. Není tedy ověřeno, zda počáteční podmínky a data ze simulací, které byly použity při výpočtech působících sil, jsou zvoleny naprosto správně. Po vyrobení a otestování takto navržených ramen bude možné tyto výsledky doplnit o další data. Na základě výsledků a zkušeností může být

provedena optimalizace v příštích letech, která může vést k nižší hmotnosti a ceně při zachování požadované spolehlivosti.

8 ZÁVĚR

V diplomové práci byla kompletně navržena ramena zavěšení přední i zadní nápravy vozu kategorie Formula Student, Vector 03. Návrh ramen se řídí pravidly asociace SAE a požadavků týmu. Ramena zavěšení se skládají z horního a spodního ramena, jenž každé z nich se skládá z ramen A a B, kroužku pro ložisko, ložiska a dvou kloubových hlavic. V případě spojení s přepákováním také s konzolou pro uchycení push-rodu a pull-rodu.

První část práce se zabývá výběrem vhodného konstrukčního řešení, které bylo rozhodnuto na základě požadavků týmu a výběrem vhodného materiálu, jenž byl rozhodnut na základě vícekritériálního hodnocení.

Výpočtová část se věnuje zjištění působení sil na kolo při jednotlivých jízdních stavech a následnému přepočtení sil působících na kloubové hlavice a kloubová ložiska. Výpočty vycházely z hmotnosti a dalších parametrů vozidla a koeficientu bezpečnosti, který byl pro výpočty zvolen $k = 2$.

Následovala část výběru vhodných kloubových hlavic a kloubových ložisek pro zakončení ramen. Tento výběr proběhl na základě vypočtených hodnot z předchozích kapitol a na základě požadavků týmu.

Další částí diplomové práce byla tvorba modelové a výkresové dokumentace zavěšení, která proběhla v programech PTC Creo Parametric 2.0 a Autodesk Inventor Professional 2015.

Poslední kapitoly jsou věnovány pevnostní analýze provedené metodou konečných prvků, známé jako MKP. Analýza MKP byla provedena v programu ANSYS Academic R18.0. V tomto programu bylo provedeno vysíťování součástí a jejich zatížení silovými účinky z předchozích kapitol. Z výsledku vyplývá, že nejvíce zatěžovaná jsou spodní ramena, kde je také největší deformace. Největší deformace se vyskytuje u zadního spodního ramene a činí 0,45 mm. Ve stejném rameni také působí největší napětí a to je 360 MPa. Všechny navržené součásti jsou z materiálu 15 230, jehož mez pevnosti

je 1000 MPa a mez kluzu 850 MPa. Maximální napětí dosažené ve spodním rameni nedosahuje mezí napětí pro daný materiál, tudíž jsou výsledky vyhovující.

Takto navržená ramena jsem doporučila k výrobě a otestování.

Projekt Formula Student je velmi komplexní. Tým se musí naučit pracovat jako firma a každý člen tam má své místo. Nezbytná je také komunikace členů mezi sebou, partnery, výrobci a dodavateli dílů a materiálů. Díky tomuto projektu jsem se mohla detailněji seznámit nejen s konstrukcí závodního vozidla formulového typu, ale také s chodem firmy.

9 LITERATURA

- [1] Formula.vsb.cz: Formula Student. *Formula.vsb.cz: Formula Student* [online]. Ostrava, 2016 [cit. 2016-12-12]. Dostupné z: <http://formula.vsb.cz/cs/formula-student/>
- [2] FORMULA SAE: FSAE Rules. *FORMULA SAE: FSAE Rules* [online]. [cit. 2016-12-12]. Dostupné z: <http://fsaeonline.com/page.aspx?pageid=e179e647-cb8c-4ab0-860c-ec69aae080a3>
- [3] VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 2. vyd. Brno: F. Vlk, 2003. ISBN 80-239-0026-9.
- [4] VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: F. Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [5] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily 1: Podvozky*. Brno: Avid spol. s.r.o. Brno, 2008. ISBN 978-80-87143-03-02.
- [6] TOMÁŠEK, Pavel. *Návrh zadní nápravy formule SAE*. Brno, 2008. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.
- [7] Koeficient bezpečnosti. *MITCalc: Mechanical, Industrial and Technical Calculations* [online]. [cit. 2017-04-14]. Dostupné z: http://www.mitcalc.cz/doc/help/CZ/C_safety.htm
- [8] VAVŘÍK, Jiří. *Studium mechanických vlastností uhlíkových prepregů*. Ostrava, 2013. Diplomová práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství. Vedoucí práce Prof. RNDr. Pavol Košťál, CSc.
- [9] VAVŘÍK, Jiří. *Studium tepelných vlastností vybraných laminátových struktur*. Ostrava, 2011. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství. Vedoucí práce Prof. RNDr. Pavol Košťál, CSc.
- [10] MATĚJKA, Rostislav. Vozidla silniční dopravy I. 2. přepracované vydání. Bratislava: ALFA, 1990. ISBN 80-05-00392-7.
- [11] SKF spherical plain bearings and rod ends. SKF.com [online]. 2011 [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/151-122020/6116_1-EN.pdf
- [12] Rod Ends. In: Fluro.de [online]. 2017 [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://www.fluro.de/index.php/en/products/rod-ends/89-dgaxsw>
- [13] FSAE UA Formula SAE - Crimson Racing. *FSAE UA Formula SAE - Crimson Racing* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://fsae.eng.ua.edu/>
- [14] FSAE.com: Design it. Build it. Race it. *FSAE.com: Carbon, Aluminium and Epoxy* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.fsae.com>

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Obrázky

Obrázek 1: Formula TU Ostrava – Vector 02, prototyp pro rok 2016 [1]	1
Obrázek 2: Poloha středu klopení kola P a karoserie Sk (vlevo), změna středu klopení kol P při odpružení (vpravo) [3]	5
Obrázek 3: Anti-squat a střed klonění kola [6]	7
Obrázek 4: Odklon kola [6]	8
Obrázek 5: příklon rejdové osy [3]	9
Obrázek 6: záklon rejdové osy a závlek [3]	9
Obrázek 7: sbíhavost kol [3]	10
Obrázek 8: ocelová ramena se zakončením kloubová hlavice s vnějším závitem/kloubová hlavice s vnějším závitem [13]	11
Obrázek 9: hliníková ramena se zakončením kloubová hlavice/ložiskové oko formule Vector 02	12
Obrázek 10: karbonová ramena se zakončením ložiskové oko/ložiskové oko [14]	13
Obrázek 11: rozložení působení sil	22
Obrázek 12: působení sil při přejezdu nerovnosti	24
Obrázek 13: působení sil při průjezdu zatáčkou	29
Obrázek 14: působení sil při průjezdu zatáčkou	30
Obrázek 15: body zavěšení přední nápravy, na které působí vypočítané síly	32
Obrázek 16: body zavěšení zadní nápravy, na které působí vypočítané síly	33
Obrázek 17: Návrh předního spodního ramene	42
Obrázek 18: Návrh předního horního ramene	43
Obrázek 19: návrh přední tyče řízení	43
Obrázek 20: Návrh zadního spodního ramene	45
Obrázek 21: Návrh zadního horního ramene	45
Obrázek 22: návrh zadní spojovací tyče	46
Obrázek 23: rameno se sítí	46
Obrázek 24: ukázka zadávání sil	47
Obrázek 25: deformace předního spodního ramene	48
Obrázek 26: maximální napětí předního spodního ramene	48
Obrázek 27: deformace předního horního ramene	49
Obrázek 28: maximální napětí předního horního ramene	49
Obrázek 29: deformace tyče řízení	50

Obrázek 30: maximální napětí tyče řízení	50
Obrázek 31: deformace zadního spodního ramena	51
Obrázek 32: maximální napětí zadního spodního ramena	51
Obrázek 33: deformace zadního horního ramena	52
Obrázek 34: maximální napětí zadního horního ramena	52
Obrázek 35: deformace spojovací tyče	53
Obrázek 36: maximální napětí spojovací tyče	53

Tabulky

Tabulka 1: porovnání vlastností používaných materiálů	17
Tabulka 2: stanovení kritérií	19
Tabulka 3: stanovení vah jednotlivých kritérií.....	19
Tabulka 4: slovní popis bodové stupnice	20
Tabulka 5: stanovení pořadí variant	20
Tabulka 6: tabulka hodnot použitých pro výpočty sil působících na kolo.....	21
Tabulka 7: vypočtené výsledky sil působících na kolo při jednotlivých zátěžných stavech	31
Tabulka 8: nejvyšší síly působící v bodech zavěšení předního kola.....	32
Tabulka 9: nejvyšší síly působící v bodech zavěšení zadního kola	33
Tabulka 10: síly působící na kloubové hlavice předního zavěšení	35
Tabulka 11: kloubové hlavice pro návrh předního zavěšení.....	35
Tabulka 12: kloubové hlavice značky Fluro, přední zavěšení	36
Tabulka 13: kloubové hlavice značky SKF, přední zavěšení	36
Tabulka 14: kloubové hlavice kombinace značek SKF a Fluro – nejnižší hmotnost, přední zavěšení	36
Tabulka 15: kloubové hlavice kombinace značek SKF a Fluro – nejnižší cena, přední zavěšení	37
Tabulka 16: porovnání hmotností a cen možných variant kloubových ložisek pro přední zavěšení	37
Tabulka 17: síly působící na kloubové hlavice zadního zavěšení.....	37
Tabulka 18: kloubové hlavice pro návrh zadního zavěšení	38
Tabulka 19: kloubové hlavice značky Fluro, zadní zavěšení.....	38
Tabulka 20: kloubové hlavice značky SKF, zadní zavěšení	39

Tabulka 21: kloubové hlavice kombinace značek SKF a Fluro – nejnižší hmotnost, zadní zavěšení	39
Tabulka 22: kloubové hlavice kombinace značek SKF a Fluro – nejnižší cena, zadní zavěšení	39
Tabulka 23: porovnání hmotností a cen možných variant kloubových ložisek pro zadní zavěšení	40
Tabulka 24: kloubová ložiska pro návrh předního zavěšení	40
Tabulka 25: síly působící na kloubová ložiska předního a zadního zavěšení	40
Tabulka 26: kloubová ložiska Fluro pro návrh předního a zadního zavěšení	41
Tabulka 27: kloubová ložiska SKF pro návrh předního a zadního zavěšení	41
Tabulka 28: kombinace kloubových ložisek SKF a Fluro – nejnižší hmotnost	41
Tabulka 29: kombinace kloubových ložisek SKF a Fluro – nejnižší cena	41
Tabulka 30: popis hmotností předního zavěšení	44
Tabulka 31: popis hmotností zadního zavěšení	44
Tabulka 32: porovnání výsledků z MKP	54

11 SEZNAM PŘÍLOH

Tištěné přílohy

1. příloha A: výkres sestavy – přední spodní rameno
2. příloha B: výkres sestavy – přední horní rameno
3. příloha C: výkres sestavy – zadní spodní rameno
4. příloha D: výkres sestavy – zadní horní rameno
5. příloha E: výkres ramene A – přední spodní rameno
6. příloha F: výkres ramene B – přední spodní rameno
7. příloha H: výkres ramene A – přední horní rameno
8. příloha I: výkres ramene B – přední horní rameno
9. příloha J: výkres ramene A – zadní spodní rameno
10. příloha K: výkres ramene B – zadní spodní rameno
11. příloha L: výkres ramene A – zadní horní rameno
12. příloha M: výkres ramene B – zadní horní rameno
13. příloha N: výkres řídicí tyče
14. příloha O: výkres spojovací tyče
15. příloha P: výkres plechu konzoly pro přední horní rameno
16. příloha Q: výkres plechu konzoly pro zadní spodní rameno
17. příloha R: výkres závitové vložky 1
18. příloha S: výkres závitové vložky 2
19. příloha T: výkres držáku konzoly pro přední horní rameno
20. příloha U: výkres kroužku pro ložisko 1
21. příloha V: výkres kroužku pro ložisko 2
22. příloha W: výkres sestavy – zadní spojovací tyč
23. příloha X: výkres sestavy – přední řídicí tyč

Datový nosič disk DVD

1. příloha A: Kristýna Kutiová – Návrh ramen zavěšení vozu Formula Student
2. příloha B: výkresová dokumentace
 - a. A: výkres sestavy – přední spodní rameno
 - b. B: výkres sestavy – přední horní rameno
 - c. C: výkres sestavy – zadní spodní rameno
 - d. D: výkres sestavy – zadní horní rameno
 - e. E: výkres ramene A – přední spodní rameno

- f. F: výkres ramene B – přední spodní rameno
 - g. H: výkres ramene A – přední horní rameno
 - h. I: výkres ramene B – přední horní rameno
 - i. J: výkres ramene A – zadní spodní rameno
 - j. K: výkres ramene B – zadní spodní rameno
 - k. L: výkres ramene A – zadní horní rameno
 - l. M: výkres ramene B – zadní horní rameno
 - m. N: výkres řídící tyče
 - n. O: výkres spojovací tyče
 - o. P: výkres plechu konzoly pro přední horní rameno
 - p. Q: výkres plechu konzoly pro zadní spodní rameno
 - q. R: výkres závitové vložky 1
 - r. S: výkres závitové vložky 2
 - s. T: výkres držáku konzoly pro přední horní rameno
 - t. U: výkres kroužku pro ložisko 1
 - u. V: výkres kroužku pro ložisko 2
 - v. W: výkres sestavy – zadní spojovací tyč
 - w. X: výkres sestavy – přední řídící tyč
3. příloha C: modelová dokumentace
- a. A: přední spodní rameno
 - i. sestava
 - ii. rameno A
 - iii. rameno B
 - iv. kroužek pro ložisko 1
 - v. závitová vložka 2
 - vi. plech konzoly
 - vii. držák konzoly
 - viii. ložisko SKF GE 12 C
 - ix. kloubová hlavice 8
 - x. kloubová hlavice 6
 - b. B: přední horní rameno
 - i. sestava
 - ii. rameno A
 - iii. rameno B
 - iv. kroužek pro ložisko 2

- v. závitová vložka 1
- vi. ložisko SKF GE 10 C
- vii. kloubová hlavice 6
- c. C: přední řídicí tyč
 - i. sestava
 - ii. přední řídicí tyč
 - iii. závitová vložka 1
 - iv. kloubová hlavice 6
- d. D: zadní spodní rameno
 - i. sestava
 - ii. rameno A
 - iii. rameno B
 - iv. kroužek pro ložisko 1
 - v. plech konzoly
 - vi. držák konzoly
 - vii. ložisko SKF GE 12 C
 - viii. kloubová hlavice 8
- e. E: zadní horní rameno
 - i. sestava
 - ii. rameno A
 - iii. rameno B
 - iv. kroužek pro ložisko 2
 - v. závitová vložka 2
 - vi. ložisko SKF GE 10 C
 - vii. kloubová hlavice 6
- f. F: zadní spojovací tyč
 - i. sestava
 - ii. zadní spojovací tyč
 - iii. závitová vložka 1
 - iv. kloubová hlavice 6